

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE  
Faculté de génie  
Département de génie mécanique

FAISABILITÉ D'UN MÉCANISME A  
CAMES POUR LA GÉNÉRATION  
D'ONDES ACOUSTIQUES  
ULTRASONORES LARGE BANDE

Mémoire de maîtrise  
Spécialité : génie mécanique

Philippe DANAKAS

Sherbrooke (Québec) Canada

Automne 2020



# MEMBRES DU JURY

Nicolas QUAEGEBEUR

---

Directeur

Patrice MASSON

---

Évaluateur

Jean-Sébastien PLANTE

---

Évaluateur



# Résumé

Dans le cadre de ces travaux de recherche, un nouveau type d'actionneur électroacoustique est proposé dans le but de répondre à un besoin émergeant, soit un actionneur permettant de générer une onde de pression ultrasonore de grande amplitude ( $> 140$  dB) sur une large bande passante allant de 25 à 75 kHz.

Ce document est une synthèse des travaux effectués dans le but de présenter un prototype fonctionnel permettant de répondre à ce besoin. Cependant, certaines difficultés rencontrées ont fait en sorte que la preuve de concept développée se limite à une fréquence maximale de 25 kHz.

Le concept développé se veut être une adaptation du principe d'arbre à cames, soit un mécanisme qui transfère un mouvement de rotation en un mouvement de translation tel qu'utilisé pour la conception des valves d'admission et d'éjection dans un moteur à explosion. En imposant un mouvement de rotation à une came par l'entremise d'un moteur électrique, il est possible de générer un mouvement de piston suivant le profil de la came et, par le fait même, générer une onde de pression ayant la fréquence voulue en adaptant le profile de la came à la vitesse de rotation du moteur.

Afin d'évaluer la validité du concept proposé, soit le mécanisme *External Axial Groove* (EAG), un modèle dynamique est développé dans le but de faire le dimensionnement du prototype. Ce modèle permettant de faire une prédiction des métriques d'intérêts, soit la pression rayonnée par le dispositif et la fréquence atteinte en régime permanent, est utilisé afin d'optimiser les paramètres de conception, principalement la géométrie de la came ainsi que la masse du suiveur. Une analyse numérique permettant de confirmer la validité théorique du concept est faite, suite à quoi les pièces sont fabriquées.

La dernière étape, soit la mise en fonction du prototype, permet ensuite de valider le concept en terme de fréquence et de niveau de pression. En effet, les valeurs obtenues ont un écart de 16 % pour ce qui est de la fréquence mesurée en comparaison de celle calculée et l'écart de niveau de pression est de moins de 2 % pour les essais les plus prometteurs, ce qui permet de croire que le concept proposé dans ces travaux est prometteur quant à l'atteinte des cibles initiales.

Enfin, la validation expérimentale a permis de relever une faiblesse importante du système, soit son manque de robustesse. En effet, plusieurs essais ont permis de montrer que la mesure faite n'offre pas une bonne répétabilité. Pour ce qui est des performances globales, les résultats mesurés sont encourageants avec des niveaux sonores de l'ordre de 120 dB à 1 m et une fréquence de 19.5 kHz en régime permanent.

**Mots-clés :** Sonde air couplé, Ultrason, Acoustique, Large bande, Modèle dynamique, Conception, Fabrication, Actionneur



*À mon fils, qui m'a donné la force d'aller jusqu'au bout de cette aventure, et à mon grand-père, qui est un être humain exceptionnel et une source d'inspiration.*

*- Merci -*

*"Success is my only option, failure's not."*

*- Marshall Matter -*





# Remerciements

J'ai anticipé la rédaction de cette section tout au long de mon projet sans trop savoir quelle direction j'allais prendre. La réalisation de ce projet de maîtrise a été une épreuve tant sur le plan académique que personnel et j'en sors complètement changé. Je n'aurais pu passer au travers de tous les obstacles rencontrés sans certaines personnes, qui pour certains ont été des piliers durant les dernières années et ont changé ma vie.

En premier lieu, je me dois de remercier la personne qui a initié ce projet, mon directeur, Nicolas Quaegebeur. Certes, Nicolas m'a épaulé tout au long de ce périple qu'est la maîtrise, mais il serait réducteur de ne mentionner que le côté pédagogique qui me lie à cette personne. En tant que directeur, Nicolas a su me transmettre sa rigueur et sa passion, un cadeau que je traînerai avec moi toute ma vie. D'un point de vue moins académique, il a fait preuve de patience et d'une grande humanité en mon égard, sans quoi je ne serais peut-être pas en train de rédiger ces lignes présentement. Je pourrais continuer longtemps à faire l'éloge de cette personne, mais je vais m'en tenir à cette phrase : Les deux années que j'ai travaillé avec toi ont profondément changé le professionnel et la personne que je serai dans le futur, je t'en serai éternellement reconnaissant. Merci Nico.

D'autres personnes ont été primordiales à la réalisation de ce projet et méritent leur place dans cette section. Parmi ceux-ci, je tiens à remercier spécialement Patrice Masson, qui, sans être codirecteur, a été présent à toutes les étapes, tant au niveau de l'assistance technique qu'au niveau de la direction que le projet a pris, et qui m'a aussi donné l'opportunité de vivre une expérience formatrice, passionnante et unique, celle de l'enseignement. Je tiens également à remercier personnellement Maxime Bilodeau, pour son support à tous les niveaux ainsi que Vincent Blanchard pour son expertise en conception.

Je finis cette page en nommant les personnes à qui je dois énormément en dehors du côté académique de ce projet. Merci à mes parents, qui me soutiennent depuis toujours dans tous mes projets. Marie, Caro, merci d'avoir enduré (un nombre d'heures incalculable) mes monologues sur l'avancement de mon projet, d'avoir partagé mes joies et mes frustrations avec moi, merci d'avoir été là pour moi quand la vie ne voulait pas coopérer, merci d'être dans ma vie. Ce travail vous appartient un peu.

Enfin, merci Émile d'être un enfant exceptionnel, tu es ma fierté, mon amour. Ce travail, je l'ai fait pour nous. J'espère sincèrement que le dévouement et l'acharnement que j'ai mis dans ces travaux finira par être une source d'inspiration et de motivation pour toi.

- *Philippe* -



# Table des Matières

<b>1</b>	<b>Introduction</b>	<b>1</b>
1.1	Contexte & application . . . . .	1
1.2	Plan du mémoire . . . . .	2
<b>2</b>	<b>Définition du projet de recherche</b>	<b>5</b>
2.1	Problématique . . . . .	5
2.1.1	Objectifs . . . . .	6
2.2	Apport du projet . . . . .	6
<b>3</b>	<b>État de l'art</b>	<b>7</b>
3.1	Physique des ultrasons . . . . .	8
3.1.1	Rayonnement et propagation acoustique . . . . .	8
3.1.2	Intensité, puissance efficacité et sensibilité . . . . .	13
3.2	Sources acoustiques . . . . .	13
3.2.1	Sources électroacoustiques . . . . .	13
3.2.2	Dispositifs capacitifs . . . . .	15
3.2.3	Dispositifs piézoélectriques . . . . .	19
3.2.4	Autres dispositifs . . . . .	22
3.3	Résumé des méthodes étudiées . . . . .	23
<b>4</b>	<b>Modélisation, Conception et Fabrication</b>	<b>27</b>
4.1	Analyse de mécanismes . . . . .	27
4.1.1	Concept proposé - Mécanisme axial à rainure externe . . . . .	28
4.2	Modélisation du concept . . . . .	31
4.2.1	Formalisme mathématique . . . . .	31
4.2.2	Modèle acoustique . . . . .	32
4.2.3	Modèle électromécanique . . . . .	33
4.3	Résultats numériques . . . . .	36
4.3.1	Sélection du moteur . . . . .	36
4.3.2	Étude paramétrique . . . . .	36
4.4	Conception et fabrication . . . . .	38
4.4.1	Conception de la came . . . . .	39
4.4.2	Conception du suiveur . . . . .	40
4.4.3	Concept final et fabrication . . . . .	43
<b>5</b>	<b>Analyse expérimentale</b>	<b>45</b>
5.1	Banc de test expérimental . . . . .	45
5.2	Résultats . . . . .	47
5.2.1	Régime permanent . . . . .	47
5.2.2	Régime transitoire . . . . .	53
5.3	Discussion et recommandations . . . . .	55

5.4	Discussion des résultats . . . . .	57
<b>6</b>		<b>61</b>
6.1	Conclusion . . . . .	61
6.2	Recommandation pour la suite des travaux . . . . .	62
<b>A</b>	<b>Code Matlab et Motion Genesis permettant la résolution</b>	<b>65</b>
<b>B</b>	<b>Paramètres des analyses par éléments finis</b>	<b>75</b>
<b>C</b>	<b>Code Matlab pour la corrélation entre les mesure laser et capteur infra-rouge</b>	<b>81</b>

---

# Liste des Figures

1.1	Came des valves d'un moteur versus concept proposé . . . . .	1
3.1	[9] Situation de l'acoustique dans la science en générale . . . . .	7
3.2	[4] Source ponctuelle près d'un écran plan rigide infini . . . . .	8
3.3	[4] Source étendue encastrée dans un plan rigide infini . . . . .	9
3.4	Directivité d'une source (de gauche à droite) à 1 kHz, 20 kHz, 50 kHz et 100 kHz pour $a = 2$ mm (en rouge) et $a = 20$ mm (en bleu) . . . . .	10
3.5	Premiers modes $(m,n)$ d'une membrane circulaire . . . . .	11
3.6	Distance de Fraunhofer pour différent rayon de la surface . . . . .	12
3.7	Concept came-suiveur typique avec ressort (gauche) et rainure (droite) [24]	15
3.8	[30] Haut-parleur mécanique utilisant le concept came-suiveur . . . . .	16
3.9	[10] Vue de coupe d'un actionneur électrostatique (capacitif) typique pour la génération ultrasonore. . . . .	17
3.10	Types d'actionneurs capacitifs étudiés [27] : Actionneur capacitif avec <i>back-plate</i> rugueuse (gauche) et avec rainures (droite). . . . .	17
3.11	Structure d'un actionneur piézoélectrique avec adaptation d'impédance [10]	20
3.12	Schéma d'un actionneur Langevin [20] . . . . .	21
3.13	Vue de coupe d'un actionneur piézoélectrique avec membrane [19] . . . . .	22
4.1	Mécanismes de conversion étudiés . . . . .	27
4.2	Représentation simplifiée du concept proposé . . . . .	28
4.3	Paramètres de conception pour un actionneur rotatif . . . . .	29
4.4	Relation entre la fréquence-amplitude d'un piston rigide de rayon $a = 12.5$ mm	33
4.5	Géométrie et référentiels requis pour la modélisation dynamique (haut) et Diagramme de Corps Libre (DCL) des corps $A$ et $B$ (bas) . . . . .	34
4.6	Graphique du courant consommé (haut), de la fréquence prédite (centre) ainsi que la force de contact (bas) . . . . .	38
4.7	Concept final de la came . . . . .	39
4.8	Concept final du suiveur . . . . .	40
4.9	Maillage et résultats pour les 10 premières fréquences propres (FEA) . . . .	41
4.10	Dimensions du prototype de suiveur . . . . .	42
4.11	Maillage et résultats pour l'analyse de contraintes dans le domaine fréquentiel	43
4.12	CAD du banc de test du prototype . . . . .	44
4.13	Gros plan sur le pont de contact came / suiveur . . . . .	44
4.14	Prototype des pièces conçues en place pour une prise de mesure . . . . .	44
5.1	Banc de test pour la validation du capteur infrarouge . . . . .	45
5.2	Vue d'ensemble du montage (haut) et vue de près du point de contact came/suiveur (bas gauche) et position du capteur IR (bas droite) . . . . .	46
5.3	Distance Fraunhofer pour un piston de 12,5 mm de rayon et une fréquence de 100 kHz . . . . .	47
5.4	Résultats bruts d'une acquisition typique - Laser (mesure de vitesse) . . .	48

5.5	Résultats bruts d'une acquisition typique - Capteur infrarouge (mesure de tension) . . . . .	48
5.6	Résultats bruts d'une acquisition typique - Microphone (mesure de tension) . . . . .	49
5.7	Spectre d'une acquisition typique pour le laser (haut) et le capteur IR (bas) en régime permanent . . . . .	49
5.8	Vitesse de rotation et fréquence enregistrée par le capteur infrarouge (axe vertical en unité arbitraire) . . . . .	50
5.9	Amplitude de déplacement du suiveur . . . . .	51
5.10	Spectre d'une acquisition typique de laser (haut) et de microphone (bas) en régime permanent . . . . .	52
5.11	Fréquence fondamentale d'un évènement périodique mesuré dans différentes mesures . . . . .	52
5.12	Données brutes d'une acquisition en régime transitoire : laser (haut) et microphone (bas) . . . . .	54
5.13	Spectre des mesures de vitesse (haut) et de pression (bas) . . . . .	55
5.14	Spectre de la mesure 1 en vitesse (haut) et pression (bas) . . . . .	56
5.15	Spectre de la mesure 4 en vitesse (haut) et pression (bas) . . . . .	57
B.1	<i>Model Builder</i> des simulations faites . . . . .	75
B.2	Maillage utilisé pour l'analyse modale . . . . .	76
B.3	Paramètres de l'étude des fréquences propres . . . . .	77
B.4	Emplacement (haut) et paramètres (bas) de la condition frontière imposée . . . . .	78
B.5	Maillage utilisé pour l'analyse de résistance . . . . .	79
B.6	Paramètres de l'étude dans le domaine fréquentiel . . . . .	80

# Liste des Tableaux

3.1	Avantages et inconvénients des concepts came-suiveur typiques . . . . .	16
3.2	Résumé des méthodes étudiées . . . . .	25
4.1	Paramètres observés lors de l'étude paramétrique et impact . . . . .	30
4.2	Formalisme mathématique . . . . .	31
4.3	Paramètres étudiés lors de l'étude paramétrique . . . . .	37
4.4	Paramètres finaux de la came . . . . .	40
5.1	Résultats des différentes acquisitions . . . . .	56





# Chapitre 1

## Introduction

### 1.1 Contexte & application

Dans le cadre de ces travaux de recherche, un nouveau type d'actionneur électroacoustique est proposé dans le but de répondre à un besoin émergeant, soit un actionneur permettant de générer une onde de pression ultrasonore de grande amplitude ( $> 140$  dB) sur une large bande passante allant de 25 à 75 kHz.

Ce document se veut être une synthèse des travaux effectués dans le but de présenter un prototype fonctionnel permettant de répondre à ce besoin. Cependant, certaines difficultés rencontrées, qui sont explicitées dans une section subséquente de ce document, ont fait en sorte que la preuve de concept développée se limite à une fréquence maximale de 25 kHz.

Le concept développé se veut être une adaptation du principe d'arbre à cames, soit un mécanisme qui transfère un mouvement de rotation en un mouvement de translation tel qu'utilisé pour la conception des valves d'admission et d'éjection dans un moteur à explosion. En imposant un mouvement de rotation à une came par l'entremise d'un moteur électrique, il est possible de générer un mouvement de piston suivant le profil de la came et, par le fait même, générer une onde de pression ayant la fréquence voulue en adaptant le profil de la came à la vitesse de rotation du moteur. La Figure 1.1 expose le concept en le comparant à une came typique trouvée dans un moteur de voiture.

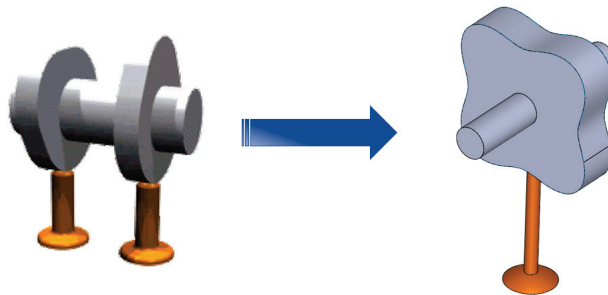


Figure 1.1 Came des valves d'un moteur versus concept proposé

Cependant, afin de pouvoir dimensionner et concevoir un tel mécanisme, une modélisation détaillée du système électromécanique est requise. Celle-ci permet un dimensionnement adéquat de la came, de son profil, du moteur à utiliser ainsi que les requis en termes de

matériaux et dimensions du suiveur.

Ce type de dispositif répond à une demande présente dans le domaine de l'inspection sans contact (par couplage air) de structures, plus particulièrement dans l'inspection des bâtiments et des infrastructures en génie civil. Plusieurs autres possibilités d'application pour ce type d'actionneur sont envisageables notamment dans les procédés industriels ou des applications thérapeutiques.

## 1.2 Plan du mémoire

Les travaux présentés sont séparés en six chapitres principaux qui sont les suivants :

### **Chapitre 1 - Introduction**

Ce premier chapitre met le lecteur en contexte dans le but de présenter le projet.

### **Chapitre 2 - Définition du projet de recherche**

Dans ce chapitre, le projet de recherche est mis en place, la problématique est clairement exposée et la question de recherche est présentée. Cette étape ne doit pas être négligée afin d'avoir une direction commune de toutes les parties prenantes du projet.

### **Chapitre 3 - État de l'art**

Ce chapitre présente quant à lui les connaissances théoriques nécessaires, les technologies actuellement utilisées pour des applications industrielles ou de recherche, leurs limitations ainsi qu'une étude de certains mécanismes permettant la conversion d'un mouvement de rotation en translation. C'est lors de cette étape de recherche que les concepts cruciaux seront étudiés dans le but de comprendre les enjeux, problématiques et concepts utilisés dans la conception de ce type d'actionneur dans le but de faire un modèle réaliste et ultimement le dimensionnement du prototype.

### **Chapitre 4 - Modélisation, Conception et Fabrication d'un mécanisme suiveur dans le domaine ultrasonore**

Ce chapitre présente la méthodologie utilisée afin de modéliser le concept, de procéder à la conception détaillée et à la fabrication de ce dernier. Aussi, cette section présente les résultats numériques permettant le dimensionnement du prototype.

### **Chapitre 5 - Analyse expérimentale**

Ce chapitre composant le corps des travaux présente les résultats expérimentaux. Le traitement de ces résultats est ensuite présenté afin de pouvoir faire une analyse approfondie des mesures enregistrées.

---

---

**Chapitre 6 - Conclusion et recommandation**

Enfin, une conclusion suit les cinq chapitres présentés afin de répondre clairement aux questions de recherche ainsi que d'exposer la suite possible des travaux découlant des résultats obtenus. Aussi, des recommandation pour la suite des travaux sont faites.



# Chapitre 2

## Définition du projet de recherche

Présentement, les sondes à couplage par l'air (*air coupled*) fonctionnent sur un principe de résonance mécanique d'une pièce ou d'une membrane et sont en mesure de générer de hauts niveaux de pression acoustique ( $> 140$  dB) uniquement sur une bande passante étroite ( $< 1$  kHz) autour d'une certaine fréquence de résonance mécanique [10]. En dehors de cette fréquence, l'amplitude des ondes diminue significativement ( $< 40$  dB pour une différence de quelques Hz avec la fréquence fondamentale).

### 2.1 Problématique

Ces concepts peuvent être intéressants dans plusieurs cas de figure dont la fréquence est fixée. En revanche, pour des applications industrielles (séchage, lévitation, inspection, thérapeutique), il est nécessaire de pouvoir faire varier la fréquence utilisée afin d'optimiser le transfert d'énergie acoustique.

C'est donc dans le but de pouvoir répondre à cette problématique spécifique que ce projet a été initié, ce qui mène à la **question de recherche** suivante :

*Comment concevoir et fabriquer un actionneur ultrasonore permettant de générer un fort niveau de pression acoustique ( $> 140$  dB) sur une large bande passante ( $> 50$  kHz) ?*

Une **seconde question de recherche**, découlant de l'idée d'explorer la faisabilité d'un mécanisme à cames pour la génération d'ondes ultrasonores, est formulée de la façon suivante :

*Quelles seraient les performances d'un système électromécanique de type mécanisme à came pour la génération d'ondes acoustiques ?*

Pour répondre à ces questions, il est important de se pencher sur d'autres questions plus spécifiques telles que :

- *D'où vient la difficulté à générer de haut niveau de pression acoustique en haute fréquence ?*
- *Quels sont les paramètres qui influencent la pression acoustique rayonnée et la bande passante d'un transducteur électroacoustique ?*

- *Est-ce possible de dériver un mécanisme à came pour la génération d'ondes de pression acoustique ultrasonore dans l'air ?*

### 2.1.1 Objectifs

Dans le but de répondre aux deux questions de recherche, des objectifs sont posés. L'objectif principal découlant de la problématique relevée est de développer un concept et dimensionner les composantes d'un nouveau dispositif capable de générer une onde ultrasonore de fort niveau sonore dans l'air ( $> 140$  dB), et ce, sur une large bande passante ( $> 50$  kHz).

Afin d'atteindre ces cibles, des objectifs plus spécifiques sont posés, soit :

- Modéliser la dynamique ainsi que le rayonnement acoustique du concept proposé ;
- Étudier l'influence des paramètres mécaniques et géométriques sur les performances du système ;
- Optimiser l'actionneur en fonction des contraintes physiques (dispositif compact, résistance des matériaux, choix des composantes) ;
- Fabriquer un prototype ;
- Faire une campagne de mesure pour quantifier les métriques d'intérêt et comparer avec les modèles théoriques.

## 2.2 Apport du projet

La finalité de ce projet, soit une technologie d'actionneur large bande à haut niveau d'énergie dans le domaine des ultrasons, ouvre la porte à une nouvelle classe d'actionneur ultrasonore. En termes d'applications, ce type de dispositif pourra largement être utilisé dans l'inspection de structures dans le domaine du génie civil, mais aussi dans d'autres domaines, tels que le médical, la pharmaceutique et différents procédés industriels (séchage, lévitation, cavitation) dont les applications restent à explorer.

---

# Chapitre 3

## État de l'art

Le domaine des actionneurs acoustiques étant vaste, il est pertinent d'explorer les dispositifs actuellement utilisés afin de se familiariser avec les technologies existantes. La Figure 3.1 situe la place des ultrasons dans la science de l'acoustique, le projet en cours se trouve dans le domaine *Electroacoustics Sonic and Ultrasonic Engineering*. La recherche bibliographique permet, au final d'orienter la technologie développée et d'éviter de rencontrer certains problèmes connus dans ce milieu.

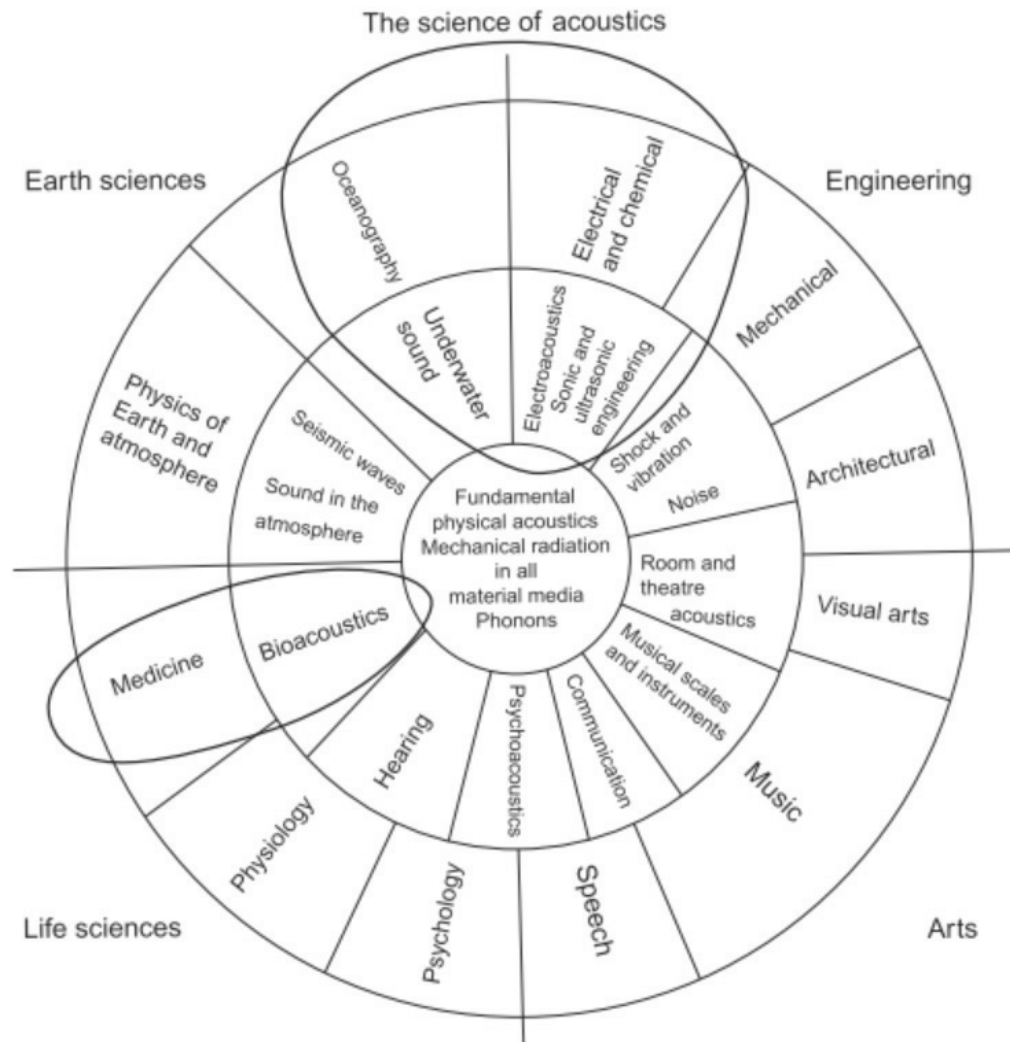


Figure 3.1 [9] Situation de l'acoustique dans la science en générale

## 3.1 Physique des ultrasons

Les ultrasons ont été théorisés pour la première fois en 1794 par le biologiste italien Lazzaro Spallanzani et découverts en 1883 par un physiologiste anglais du nom de Francis Galton [31]. Par contre, ce n'est qu'en 1917, en pleine première guerre mondiale, que la nécessité d'un dispositif générant des ultrasons s'est fait sentir [14] pour la détection d'objets sous-marins.

### 3.1.1 Rayonnement et propagation acoustique

Le but d'une source acoustique est de générer une variation locale de pression acoustique qui se propage dans un milieu. Afin de pouvoir caractériser le champ de pression acoustique généré par une source plane bafflée (solution la plus commune pour la génération d'ondes acoustiques dans l'air), on commence par étudier le cas le plus général, soit celui d'un champ sonore au voisinage d'un écran rigide infini.

#### Source monopolaire

Considérons une source ponctuelle monopolaire  $S$  de débit  $Q$  m<sup>3</sup>/s, de pulsation  $\omega = 2\pi f$  située à une distance  $e$  d'un plan infini rigide  $P$  sur lequel les vitesses acoustiques s'annulent (condition aux limites de Neumann) [4]. L'influence du plan est représentée par une source image tel que le montre la Figure 3.2.

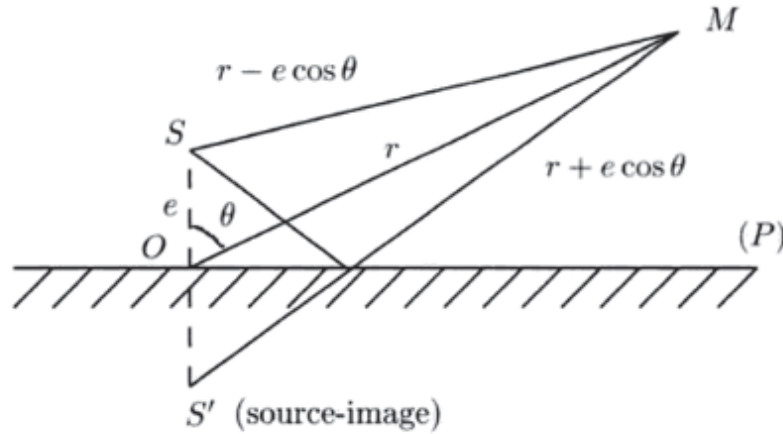


Figure 3.2 [4] Source ponctuelle près d'un écran plan rigide infini



On détermine le potentiel de vitesse  $\Phi$  ( $\vec{v} = -\vec{\nabla}\Phi$  où  $\vec{v}$  est la vitesse de déplacement de la source acoustique) à l'aide de l'équation suivante [4] :

$$\Phi(r, \theta, \omega) = \frac{Q}{4\pi} \left[ \frac{e^{-jk(r-e\cos\theta)}}{r-e\cos\theta} + \frac{e^{-jk(r+e\cos\theta)}}{r+e\cos\theta} \right] e^{j\omega t} \quad (3.1)$$

Dans le cas d'une source encastrée dans un baffle ( $e \rightarrow 0$ ), l'équation (3.1) devient :

$$\Phi(r, \theta, \omega) = \frac{Qe^{-jkr}}{2\pi r} \quad (3.2)$$

### Piston rigide bafflé

On peut généraliser à l'aide de l'intégrale de Rayleigh, pour le cas d'une surface encastrée dans un plan rigide. En faisant l'hypothèse que chaque élément  $dS$  fournit un débit acoustique  $dQ$ , on trouve que le débit élémentaire  $dQ = v_n dS$ , où  $v_n$  est la vitesse normale au plan de l'élément de surface élémentaire  $dS$ . La Figure 3.3 présente la situation étudiée.

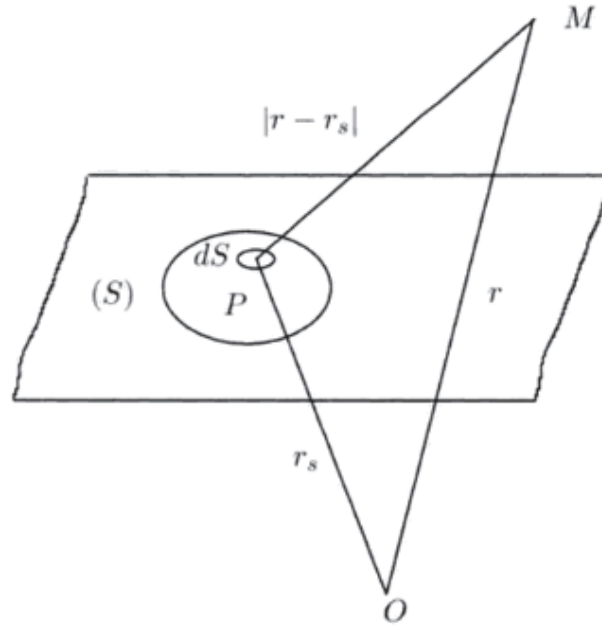


Figure 3.3 [4] Source étendue encastrée dans un plan rigide infini

Ainsi, le potentiel de vitesse peut être déterminé à l'aide de l'équation suivante :

$$\Phi(r, \omega) = \int_{(S)} d\Phi = \frac{1}{2\pi} \int_{(S)} v_n(r_s) \frac{e^{-jk|r-r_s|}}{|r-r_s|} dS \quad (3.3)$$

Le modèle du piston rigide est utile dans le cadre de l'étude d'une surface rayonnante dont la déformation est négligeable [14]. Ce modèle est utile pour faire une première approximation, mais ne représente pas la réalité physique d'un système déformable.

Le calcul du potentiel de vitesse généré par un piston rigide encastré dans un plan rigide à une distance  $r$  et un angle  $\theta$  du centre de celui-ci est modélisé à l'aide de la formule suivante et découle directement de la résolution de l'intégrale de Rayleigh [14] :

$$\Phi(r, \omega) = \frac{Q_o}{2\pi r} e^{-jkr} \left[ \frac{2J_1(ka \cos \theta)}{ka \cos \theta} \right] \quad (3.4)$$

où le débit du piston  $Q_o = V_o \pi a^2$  avec  $V_o$  la vitesse de déplacement maximale de la surface,  $J_1$  est la fonction de Bessel de première espèce d'ordre 1,  $a$  est le rayon du piston et  $k = \omega/c$  le nombre d'onde dans l'air. Il est à noter que les hypothèses de champ libre et de champ lointain sont faites afin d'arriver à l'équation 3.4. Ainsi, à l'aide de cette équation, on détermine la pression rayonnée par le piston [14]. La valeur d'intérêt pour ce type de surface est la pression maximale générée par celle-ci, soit pour  $\theta = 0^\circ$  :

$$P_{ax}(r) = \frac{1}{2} \rho c V_o \frac{a}{r} ka \quad (3.5)$$

avec  $\rho$  la densité de l'air et  $c$  la célérité du son dans l'air. L'équation 3.5 indique que la pression rayonnée est directement proportionnelle à la vitesse de déplacement du piston rigide, ce paramètre est donc décisif dans la conception d'une source de haute puissance. Un patron de directivité pour un piston rigide est présenté à la Figure 3.4 pour différentes fréquences (l'échelle radiale étant en décibel). Il est à noter que l'axe 0-180° est normal au piston.

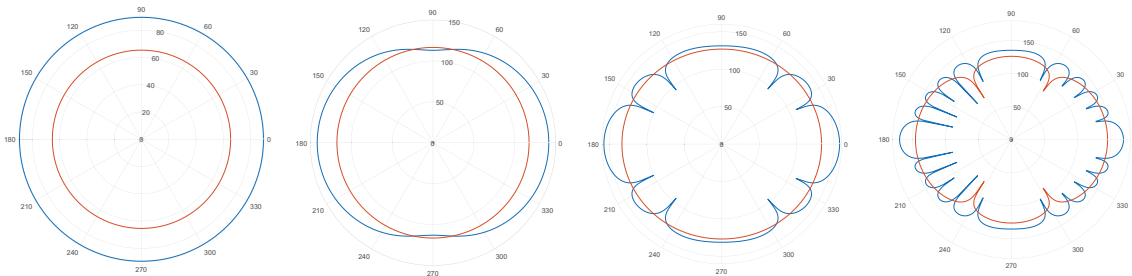


Figure 3.4 Directivité d'une source (de gauche à droite) à 1 kHz, 20 kHz, 50 kHz et 100 kHz pour  $a = 2$  mm (en rouge) et  $a = 20$  mm (en bleu)

La figure précédente illustre une des caractéristiques fondamentales de la propagation des ondes de pression dans un fluide, soit le fait que la directivité du faisceau est fonction de

la fréquence rayonnée, l'axe radial étant en unité arbitraire.

### Membrane flexible

Créer un modèle de membrane flexible pour faire des prédictions de niveau acoustique est plus complexe en raison des patrons de directivité plus complexes créés par les modes de vibration. Lorsqu'il est question de déformation de membrane, le déplacement réel hors plan pour le mode  $(m,n)$  est noté  $y_{mn}$  et est donné par l'équation 3.6 [14]. L'indice  $m$  indique l'ordre de la fonction de Bessel ainsi que le nombre de "subdivisions circonférentielles" et l'indice  $n$  indique le nombre de "subdivisions radiales".

$$y_{mn}(r, \theta, t) = \Re \left[ \mathbf{A}_{mn} J_m(k_{mn}r) \cos(m\theta + \gamma_{mn}) e^{j\omega_{mn}t} \right] \quad (3.6)$$

où  $\mathbf{A}_{mn}$  est l'amplitude complexe du déplacement correspondant au mode  $(m,n)$ ,  $J_m$  est la fonction de Bessel de première espèce d'ordre  $m$ ,  $k_{mn}$  le nombre d'onde correspondant au mode  $(m,n)$  et  $\gamma$  est l'angle de phase azimutale ( $\gamma = 0$  pour avoir une figure dont le contour est sur le plan horizontal). La Figure 3.5 présente quelques-uns de ces modes.

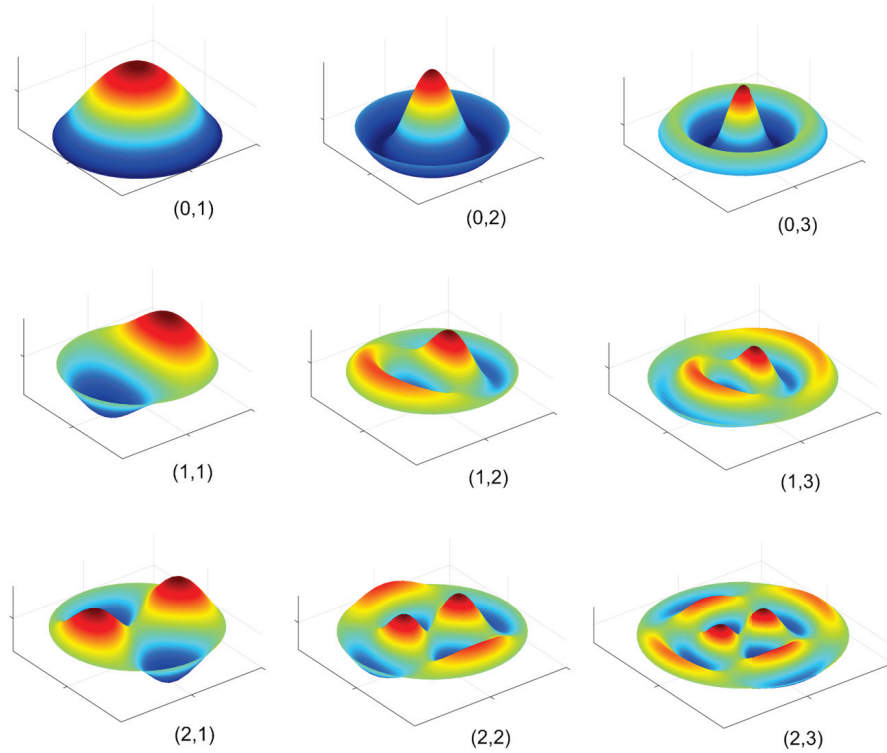


Figure 3.5 Premiers modes  $(m,n)$  d'une membrane circulaire

Ainsi, avec le champ de déformation de la membrane présenté (qui permet de calculer la vitesse des éléments de surface infinitésimaux) et l'intégrale de Rayleigh, il est possible de calculer le champ de pression généré par la membrane mise en vibration [14] par un calcul intégral numérique.

### Notion de champ proche et champ lointain

Un autre aspect important à prendre en compte dans le modèle est la notion de champ proche et de champ lointain. En effet, les prédictions faites par un modèle conçu pour une étude en champ lointain seront fausses si l'acquisition se fait en champ proche. De plus, un modèle prédictif pour une étude en champ lointain ne prend pas en compte les interférences présentes en champ proche. Pour les ultrasons, on parle de champ lointain à partir d'une distance  $r_L$  qui dépend de la longueur d'onde  $\lambda$ , aussi appelée distance de Fraunhofer, calculée à l'aide de la formule suivante [22] :

$$r_L = \frac{(2a)^2 f}{4c} \quad (3.7)$$

où  $a$  est le rayon de la surface rayonnante. Ainsi, il est possible d'utiliser cette règle empirique afin de déterminer si l'hypothèse de champ lointain est applicable pour la distance à laquelle les données analytiques et expérimentales seront étudiées. La Figure 3.6 présente la relation entre la fréquence émise et la distance de Fraunhofer pour différents rayons de la surface, ce qui permet de déterminer la distance minimale à laquelle une mesure doit être faite.

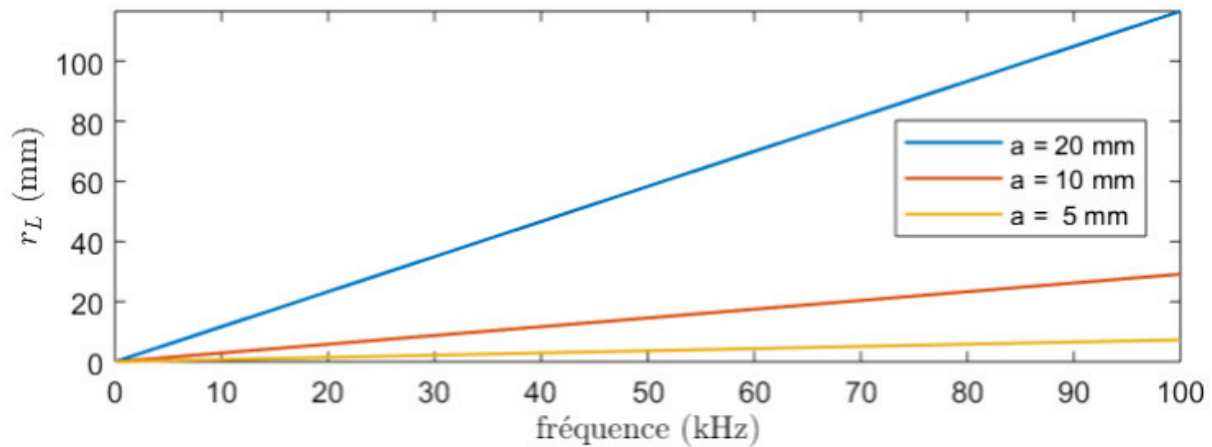


Figure 3.6 Distance de Fraunhofer pour différent rayon de la surface

### 3.1.2 Intensité, puissance efficacité et sensibilité

Une autre métrique pertinente à connaître est l'intensité acoustique générée par une source de rayonnement. Cette dernière permet de calculer la puissance acoustique et ultimement l'efficacité et la sensibilité d'un dispositif acoustique ou ultrasonore. En faisant l'hypothèse d'une source omnidirectionnelle générant une onde plane harmonique, l'intensité acoustique  $I_{ac}$  est une valeur qui dépend de la pression  $P$  mesurée en un point donné et le milieu dans lequel l'onde se propage [14]. Cette dernière est calculée à l'aide de l'équation 3.8.

$$I_{ac} = \frac{P^2}{2\rho c} \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.8)$$

Connaissant l'intensité acoustique, il est maintenant possible de calculer la puissance acoustique. En supposant un milieu sans perte énergétique (adiabatique), la puissance acoustique étant la même pour une sphère de rayon  $r$  (peu importe la valeur de  $r$ ) et se calcul à l'aide de l'équation 3.9 [14].

$$P_{ac} = I_{ac} \cdot 4\pi r^2 \quad [\text{W}] \quad (3.9)$$

Connaissant la valeur de la puissance acoustique, il est maintenant possible de déterminer l'efficacité  $\eta$  d'une source électroacoustique, soit le rapport entre la puissance acoustique générée et la puissance électrique  $P_{elec}$  consommée tel que le montre l'équation 3.10 [29].

$$\eta = \frac{P_{ac}}{P_{elec}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.10)$$

Enfin, la sensibilité  $s$  de la source de rayonnement est calculée à l'aide de l'efficacité tel que le montre l'équation 3.11 [29].

$$s = 112 + 10 \log(\eta) \quad [\text{dB}] \quad (3.11)$$

La mesure typique fournie par les fabricants est la sensibilité pour une mesure de 1 W électrique à 1 m de distance (dB/W @ 1 m). Une valeur de sensibilité considérée moyenne se situe près de 85 dB/W @ 1 m et une sensibilité de 105 dB/W @ 1 m est considérée comme excellente [29].

## 3.2 Sources acoustiques

### 3.2.1 Sources électroacoustiques

La production d'onde sonore à l'aide de méthode électroacoustique est probablement la plus répandue et la plus connue du grand public. Il existe une multitude de types de sources

électroacoustiques telles que les hauts-parleur à plasma, électrostatique, électrodynamique ainsi que plusieurs autres.

### Haut-parleur électrostatique

Le principe du haut-parleur électrostatique consiste à mettre en vibration une fine membrane conductrice. Cette membrane située entre deux électrodes perforées en opposition de phase est mise en mouvement par action électrostatique. Un avantage de taille de cette technologie est le fait que la masse mobile est très faible et que le mouvement de celle-ci de type piston sur une large bande passante. Par contre, la bande passante efficace de ce type de haut-parleur se limite à la bande audible ( $f < 20$  kHz), cette limitation physique en fait une technologie inefficace dans le cadre des présents travaux [15].

### Moteur linéaire (haut-parleur électrodynamique)

Ce type de haut-parleur, surreprésenté sur le marché des transducteurs électroacoustiques, fonctionne sur le principe de mise en vibration d'une membrane pouvant prendre plusieurs formes (sphérique, conique, plane ou géométrie plus complexe) à l'aide d'un courant qui traverse une bobine située dans l'entrefer d'un aimant permanent. Cette technologie, tout à fait adaptée pour la génération acoustique dans la gamme audible, comporte des plusieurs inconvénients face aux objectifs du projet en cours [28] :

- La masse mobile n'étant pas négligeable, son inertie est trop importante dans les fréquences visées ;
- La qualité et les performances du concept sont altérées par les phénomènes non linéaires pour des régimes de grande amplitude ;
- À partir d'une certaine fréquence ( $> 10$  kHz environ), les forces de Laplace (induites par les courants de Foucault) qui s'opposent au déplacement ne peuvent plus être négligées et limite les performances du système [5] [8] ;
- Le haut-parleur est fait pour fonctionner autour de sa fréquence naturelle  $f_o$ . En s'éloignant de celle-ci, il peut apparaître des modes dits de suspension ( $f < f_o$ ) et de tronc de cône de la membrane ( $f > f_o$ ), ce qui engendre des non-linéarités. Aussi, des modes de la coque centrale apparaissent en plus haute fréquence ce qui rend le contrôle de l'onde acoustique rayonnée plus difficile [28].

### Moteur rotatif

Une autre méthode pouvant être exploitée pour transmettre une onde de pression à l'air est la conversion du mouvement de rotation d'un moteur, en mouvement de translation

d'un suiveur. Cette méthode est pratiquement inexistante dans la littérature à l'exception d'un brevet (voir Figure 3.8. C'est le principe exploité par un moteur à explosion qui contraint les soupapes d'admissions et d'échappements à une trajectoire précise par l'entremise mécanisme à cames [23]. Ainsi, en contrôlant la vitesse de rotation du moteur et en optimisant le profil de la came, il est possible de contrôler la fréquence et le niveau de vibration du suiveur. La Figure 3.7 présente les deux types de came principalement utilisés, soit une came dont un effort externe (ressort) est nécessaire pour maintenir le contact entre la came et le suiveur, et une dont le contact est assuré par l'entremise d'une rainure dans laquelle le suiveur s'insère [23].

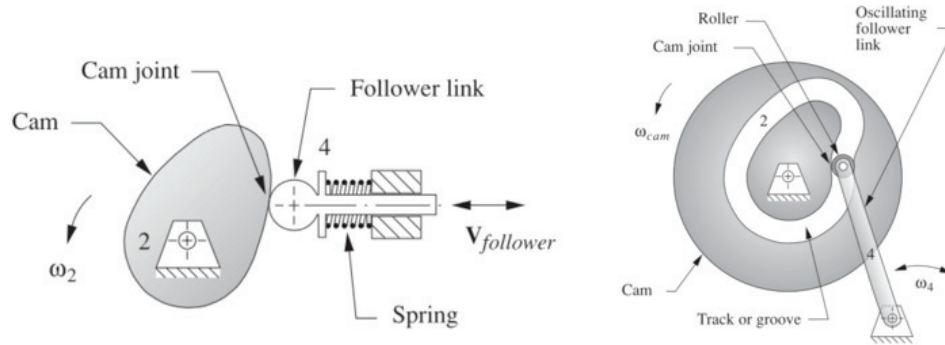


Figure 3.7 Concept came-suiveur typique avec ressort (gauche) et rainure (droite) [24]

Ces deux concepts sont donc étudiés dans le but d'en faire un mécanisme de conversion mécanique-ultrason. Le Tableau 3.1 explicite les avantages et les inconvénients de chacun des deux concepts présentés.

Chacun des concepts présentant des avantages et des inconvénients, une étude plus approfondie sera présentée dans une section subséquente. Dans la littérature, une seule tentative d'utiliser concept a été rencontrée dans le cadre d'un dépôt de brevet [30], la Figure 3.8 expose le concept proposé par l'auteur. En revanche, aucune application pratique n'a été publiée ou rapportée par la suite.

Sur la Figure 3.8, on voit que le concept du moteur rotatif est utilisé dans le but de mettre en vibration la membrane du haut-parleur.

### 3.2.2 Dispositifs capacitifs

Les technologies modernes de sonde ultrasonores à couplage dans l'air ont vu le jour dans les années 1950 avec le développement des actionneurs capacitifs et électrostatiques [10]. Ce

Tableau 3.1 Avantages et inconvénients des concepts came-suiveur typiques

Type de came	Avantages	Inconvénients
Avec ressort	Une seule pièce mobile en translation	Rigidité du suiveur doit être élevé pour éviter la résonance
	Dynamique du système plus facile à contrôler	Contact entre came et suiveur pas assuré
	Conception et fabrication plus simple	Diamètre du suiveur de l'ordre du mm donc contrainte élevée
Avec rainure	Pas de problème de résonance mécanique du suiveur	Plus de pièce mobile (suiveur, came en 2 pièces pour contraindre le suiveur)
	Contact assuré entre les pièces sans effort externe	Dynamique du système moins stable
	Plus grande inertie de la surface rayonnante	Conception et fabrication plus complexe

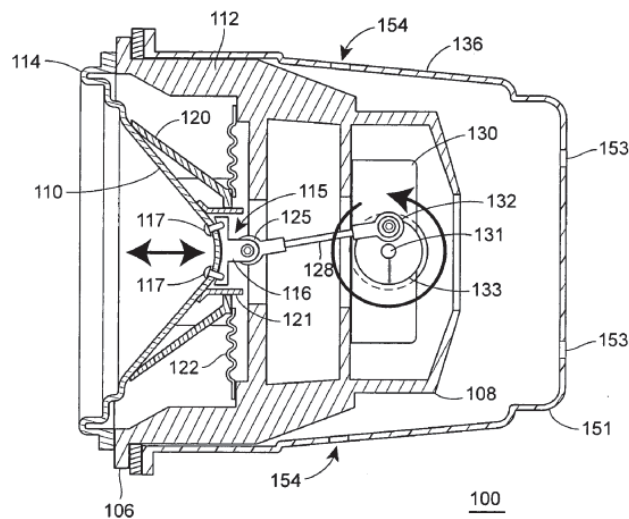


Figure 3.8 [30] Haut-parleur mécanique utilisant le concept came-suiveur

type de dispositifs exploite un principe semblable à celui des haut-parleurs électrostatiques, soit la mise en vibration d'une membrane métallisée par l'action d'une électrode (*backplate*) sur laquelle la membrane s'appuie. Une tension électrique continue ( $V_p$ ) est appliquée dans le circuit pour "plaquer" la membrane sur la *backplate* et une tension alternative ( $V_{ac}$ ) pour la faire osciller. Afin de découpler électriquement les deux corps, une membrane ou un revêtement d'un matériau isolant est placé entre eux-ci, la Figure 3.9 présente une vue de coupe d'un actionneur capacitif typique.

Trois types d'actionneurs capacitifs ont été étudiés et deux de ceux-ci sont présentés à la Figure 3.10, soit les actionneurs avec une *backplate* rugueuse et ceux avec une *backplate*



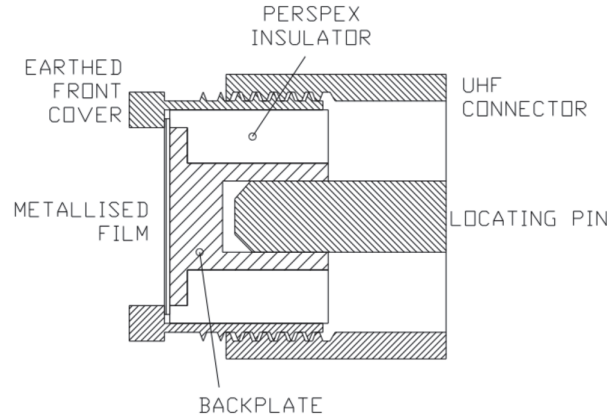


Figure 3.9 [10] Vue de coupe d'un actionneur électrostatique (capacitif) typique pour la génération ultrasonore.

rainurée. Le troisième type étudié n'est pas présenté dans la figure qui suit, mais le concept est le même que présenté à la Figure 3.10 (gauche) avec la rugosité remplacée par des micro perforations de dimensions contrôlées.

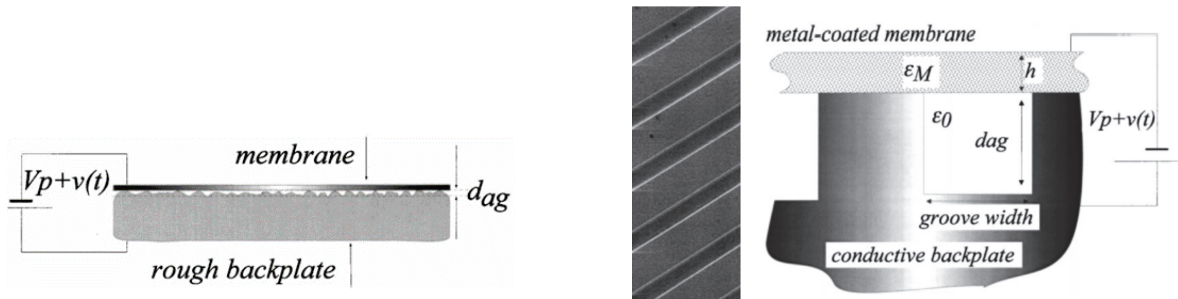


Figure 3.10 Types d'actionneurs capacitifs étudiés [27] : Actionneur capacitif avec *backplate* rugueuse (gauche) et avec rainures (droite).

Dans la figure qui précède,  $d_{ag}$  est la profondeur d'une cavité (ou d'une perforation),  $h$  est l'épaisseur de la membrane,  $\epsilon_M$  est la permittivité relative de la membrane et  $\epsilon_0$  est la permittivité relative du vide.

### Actionneur capacitif avec *backplate* rugueuse

Ce type d'actionneur, comme tous les actionneurs capacitifs présentés, utilise le principe du résonateur de Helmholtz. Ce principe exploite la résonance de l'air dans une cavité pour générer une onde de pression. Dans le cas de la *backplate* rugueuse, les dimensions des cavités ne sont pas contrôlées lors de la fabrication. Les dimensions d'une cavité peuvent donc varier, ce qui influence la fréquence de résonance de celle-ci, chaque cavité agissant comme une micro membrane. La fréquence de résonance d'une membrane est calculée à

l'aide de l'équation [27] :

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_{\text{air}}}{\rho_M h d_{\text{ag}}}} \quad (3.12)$$

où  $\rho_{\text{air}}$  est la densité de l'air,  $\rho_M$  est la densité de la membrane et  $c_0$  est la vitesse du son dans l'air. Un des avantages de ce concept est qu'il est possible d'être relativement large en termes de bande passante ( $> 300$  kHz) grâce à la variation dans les dimensions de chaque micro membrane. Dans le but d'évaluer si ce concept est exploitable dans le cadre de ce projet, une étude des ordres de grandeur est faite. Pour une pulsation  $\omega$  donnée, il est possible de déterminer l'amplitude de déplacement  $u$  maximum d'une micro membrane [27] :

$$u = \frac{1}{\rho_s \omega^2 - P_{\text{ag}}} \frac{\varepsilon_0 V_p V_{ac}}{(d_{\text{ag}} + h)(d_{\text{ag}} + h/\varepsilon_M)} \quad (3.13)$$

ce qui entraîne une onde acoustique de pression  $P_{\text{ag}} = \frac{\gamma P_0}{d_{\text{ag}}}$  où  $P_{\text{ag}}$  est la pression dans la cavité (*air gap*),  $\gamma$  est la constante adiabatique de l'air,  $\rho_s$  la densité surfacique de la membrane et  $P_0$  est la pression atmosphérique.

Les amplitudes de déplacement, et par le fait même le niveau de pression à une distance donnée, peuvent ainsi être calculées. Plusieurs études ont été faites avec des valeurs réalistes en entrée [27] et des valeurs moins réalistes pour voir l'effet sur le modèle de paramètres idéaux. Même avec des valeurs qu'il serait difficile d'atteindre en pratique (épaisseur de membrane très faible, soit 50 nm et tension électrique de plus de 1000 V) et en tenant compte d'un modèle optimiste (chaque micro membrane agit comme un piston rigide et la pression générée par tous ces pistons s'additionnent au point d'observation), on obtient un niveau de pression individuel de -9.85 dB à 10 cm, pour une surface de 26  $\mu\text{m}$  de rayon. Chaque cavité à une fréquence de résonance différente et il faudrait au minimum  $1 \times 10^8$  cavité pour atteindre un niveau de pression de 150 dB. On trouve que la surface nécessaire totale nécessaire aurait un rayon de 26 cm (sans prendre en compte les espacements entre chaque micro membrane), ce qui est largement au-dessus des dimensions visées. Pour ces raisons, l'étude sur ce type de technologie s'arrête suite à ces résultats.

### Actionneur capacitif avec rainures dans la *backplate*

Pour ce type de dispositif, les cavités sont des rainures gravées dans la *backplate*. En appliquant une tension continue pour plaquer la membrane sur la *backplate* et une tension alternative pour la faire osciller, des ondes de pression sont générées. Il est possible de déterminer l'amplitude du déplacement maximal  $u$  de chacune des membranes à l'aide de

l'équation suivante [27] :

$$u = \frac{1}{\rho_M h \omega^2 (d_{\text{ag}} + h)(d_{\text{ag}} + h/\varepsilon_M)} \left[ 1 - \cos(ka/2) - \frac{1 - \cos(ka)}{\sin(ka)} \sin(ka/2) \right] \quad (3.14)$$

Les problèmes rencontrés avec de concept sont semblables à ceux présentés pour l'actionneur capacitif avec *backplate* rugueuse, soit que les paramètres contrôlables doivent tous être optimisés pour atteindre des valeurs appréciables de niveau de pression (tension électrique très élevée, épaisseur de membrane très faible). De plus, les déplacements atteints avec ces métriques sont supérieurs à la profondeur de rainure, ce qui limite l'utilisation de ce concept.

### Actionneur capacitif avec *backplate* perforée

Le principe de fonctionnement de l'actionneur avec *backplate* perforé est similaire à celui avec *backplate* rugueuse à l'exception que les dimensions des perforations sont contrôlées lors de la fabrication. Le déplacement  $u$  de chacun des micros membranes peut être calculé de façon identique [11] :

$$u = \frac{\varepsilon_a \varepsilon_M}{(h + d_{\text{ag}})(\varepsilon_a h + \varepsilon_M d_{\text{ag}})} \frac{V_p V_{\text{ac}}}{\omega^2 \rho_M h} \left[ \frac{J_0(kr)}{J_0(ka)} - 1 \right] \quad (3.15)$$

où  $\varepsilon_a$  est la perméabilité relative de l'air et  $k = \omega \sqrt{\frac{\rho}{\sigma_0}}$  est le nombre d'onde dans la membrane (fonction de la contrainte résiduelle  $\rho_0$  dans celle-ci). Ainsi, à l'aide des déplacements connus et des équations de l'acoustique présentées à la section 3.1.1, il est possible de faire des prédictions quant aux niveaux de pression engendrés par ce type d'actionneur. Tout comme pour l'actionneur capacitif avec *backplate* rugueuse, le nombre de cavités nécessaires pour engendrer un niveau de pression appréciable est déraisonnable et la fabrication de ce type de plaque serait très complexe.

### 3.2.3 Dispositifs piézoélectriques

Les matériaux piézoélectriques ont la propriété de se déformer sous l'effet d'une tension électrique, et sont ainsi sélectionnés pour plusieurs applications nécessitant la génération d'une onde mécanique. La venue des matériaux piézoélectriques dans la fabrication des actionneurs à couplage dans l'air remonte aux années 1960 [10].

### Émetteurs piézoélectriques à transmission directe

On définit l'impédance acoustique d'un matériau  $Z = \rho.c$  comme le produit de sa densité  $\rho$  avec la vitesse des ondes de compression dans celui-ci [14]. Afin d'obtenir une bonne transmission des ondes de compression entre deux matériaux, ceux-ci doivent avoir une impédance acoustique la plus proche possible afin de maximiser la transmission et minimiser les réflexions aux interfaces.

Un des problèmes principaux de ce type de système est l'écart entre l'impédance acoustique de la céramique piézoélectrique et celle l'air, ce qui a pour conséquence que les dispositifs ont une faible sensibilité, car la transmission à l'air est effectuée avec un très faible taux de transmission de l'ordre de 0.001 % [1]. Pour pallier ce problème, une structure avec des couches d'adaptation d'impédance à été proposée par Dean en 1968 [10]. Ce concept consiste à faire une structure de type *sandwich* avec des matériaux dont l'impédance acoustique se rapproche de plus en plus de celle de l'air, tel que le montre la Figure 3.11. La plupart des matériaux avec une impédance près de celle de l'air ont un coefficient d'atténuation élevé [1] ce qui limite les possibilités de conception.

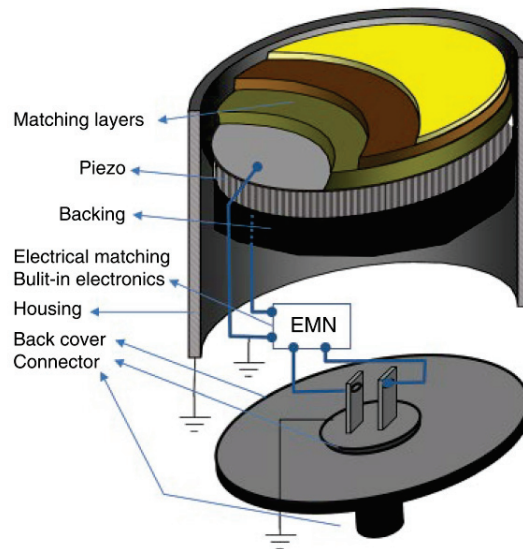


Figure 3.11 Structure d'un actionneur piézoélectrique avec adaptation d'impédance [10]

### Actionneur Langevin

Les actionneurs piézoélectriques de type Langevin, principalement exploité pour leur capacité à générer des ultrasons de haute puissance, sont composés d'une ou plusieurs couches de matériau piézocéramique pris en sandwich entre deux pièces métalliques comme le

montre la Figure 3.12. La fonction de ces pièces est d'amplifier les amplitudes de déplacement autour de quelques fréquences de résonance précises. Ce type d'actionneur est en mesure de générer de haut niveau de vibration, mais n'est pas directement applicable pour une génération d'ultrasons dans l'air. De plus, les facteurs de qualité de ces technologies

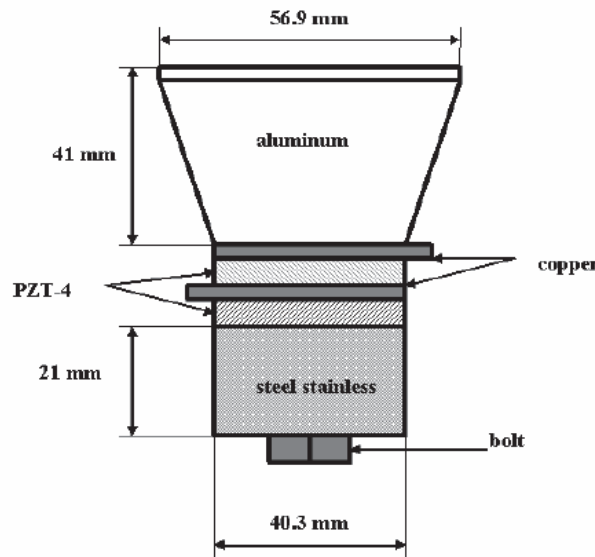


Figure 3.12 Schéma d'un actionneur Langevin [20]

restent très élevés ( $Q > 1000$ ), ce qui a pour conséquences de réduire la bande passante à moins de 1 kHz [21]. De plus, la conception de ce type de système reste assez complexe puisqu'il faut sélectionner les fréquences de résonance de plusieurs composantes à la même valeur et le pilotage de ce type de technologie nécessite de hautes tensions alternatives ( $>200$  V). Ces raisons sont suffisantes pour écarter ce type de technologie pour la conception d'un actionneur ayant une bande passante de l'ordre de 50 kHz.

### Émetteurs piézoélectriques à membrane

Un autre type d'actionneur exploitant ce principe est la mise en vibration d'une membrane ou plaque mince ( $< 1$  mm) à l'aide d'une fine couche de matériau piézoélectrique tel que l'illustre la Figure 3.13. Des plaques résonantes de géométrie complexe peuvent être exploitées pour atteindre des niveaux sonores allant jusqu'à 170 dB. Par contre, le facteur de qualité de ce type de technologie étant très élevé ( $Q > 1000$ ), la bande passante reste très étroite ( $< 0.5$  kHz).

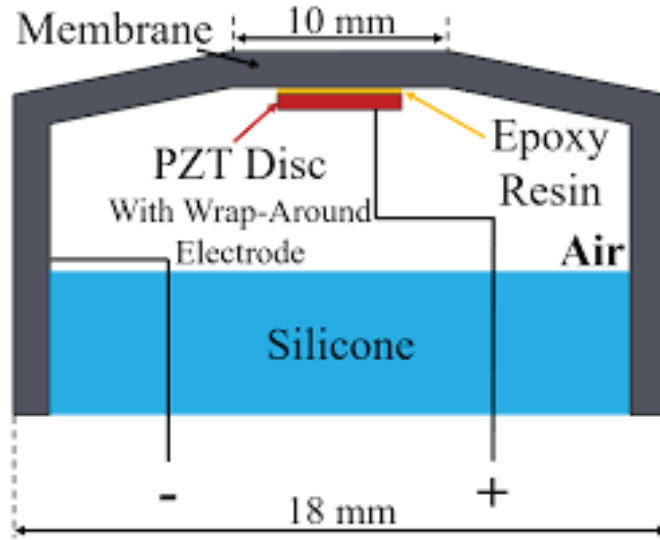


Figure 3.13 Vue de coupe d'un actionneur piézoélectrique avec membrane [19]

### 3.2.4 Autres dispositifs

#### Haut-parleur à plasma

Le haut-parleur à plasma, développé en 1900 par W. Durdell, est fondé sur le principe qu'il est possible de générer un mouvement de l'air à l'aide d'une décharge électrique. Le principe utilisé par cette technologie n'est pas efficace en basse fréquence ( $< 1$  kHz), ce qui fait de lui un mauvais candidat pour la conception d'actionneur acoustique dans la bande audible, sa bande passante efficace se situant plutôt dans les aigus et les ultrasons (3 - 30 kHz typiquement) [28] [15]. Par contre, pour qu'il y ait plasma, un gaz, généralement de l'hélium, et une tension très élevée doivent être présents en continu. Ces inconvénients font en sorte que ce type de transduction n'est pas adapté pour répondre à la problématique soulevée puisqu'un des objectifs est de concevoir un dispositif compact et pouvant fonctionner de manière autonome.

#### Sources aéroacoustiques

Une méthode assez simple de produire du son est de mettre en rotation une pièce contenant une ou plusieurs pales (ventilateur, compresseur, pompe, etc.). De cette façon, la vitesse de rotation ainsi que le nombre de pales ( $n$ ) dictent la fréquence fondamentale ( $f_o$ ) ainsi que les harmoniques générés ( $f_n = n f_o$ ).

$$f_o = \frac{RPM \cdot n}{60} \quad [\text{Hz}] \quad (3.16)$$

On trouve que pour une fréquence de 20 kHz et un nombre de pales  $n = 24$ , la vitesse de rotation doit être de 50 kRPM. Les méthodes pour calculer le niveau de pression rayonné par les pales en rotation sont assez complexes. Dans la littérature, on remarque rapidement qu'aucun modèle prédictif n'est analytique. Il est donc difficile de faire une approximation rapide de l'ordre de grandeur de la pression rayonnée. Des modèles CFD (*Computational Fluid Dynamics*) sont généralement utilisés pour faire des prédictions quant aux modes propagés. Le point de départ de ces modèles est l'équation non linéaire aux dérivées partielles de Navier-Stokes qui n'a aucune solution analytique et qui décrit la dynamique des fluides newtoniens [33]. Le niveau de pression atteint avec ces méthodes peut aller jusqu'à 170 dB à 10 cm de distance de la source [32]. Par contre, ce fort niveau de pression est généré dans une gamme de fréquence entre 0 et 2 kHz [3] et requiert de fortes densités de puissance (air comprimé, turbines). Il est donc difficilement envisageable d'utiliser ce concept pour en faire un dispositif compact dans le domaine des ultrasons.

### 3.3 Résumé des méthodes étudiées

Suite à cette recherche bibliographique, plusieurs constats sont faits, permettant de guider le choix de concept. En premier lieu, il apparaît que les méthodes aéroacoustiques, bien qu'elles permettent de générer plus de 170 dB, ne sont pas efficaces dans la gamme de fréquences ( $>20$  kHz) pour des dispositifs de taille raisonnable. En effet, les tailles de dispositif doivent être assez réduites pour que la résonance se produise dans la bande passante cible et les vitesses d'écoulement ne peuvent être atteintes sans un compresseur, ce qui rend le dispositif volumineux.

Ensuite, les technologies de type électroacoustiques linéaires (électrodynamiques) ne sont pas des technologies de restitution envisageable, la bande passante couverte par ce type d'actionneur étant limitée (20 Hz - 30 kHz), et les niveaux de pression atteints étant en dessous des valeurs cibles ( $< 120$  dB).

Pour ce qui est des actionneurs électroacoustiques capacitifs, plusieurs concepts ont été explorés. Comme mentionné précédemment, ces dispositifs exploitent le principe du résonateur de Helmholtz pour générer des ondes de pression. À l'aide d'une *backplate* rugueuse, il est possible d'élargir la bande passante, par contre, le niveau de pression rayonné n'atteint pas les valeurs cibles ( $< 100$  dB) et l'incertitude face aux méthodes de fabrication n'en fait pas un concept exploitable dans le cadre de ce projet. Un autre concept étudié, soit celui de la *backplate* avec rainures, engendre des amplitudes de déplacements supérieurs à la profondeur des cavités pour obtenir les niveaux de pression et les fréquences visés, ce qui

---

limite l'efficacité de cette technologie dans le contexte étudié. Pour toutes ces raisons, les actionneurs capacitifs ne sont pas exploitables pour répondre à la problématique soulevée.

Une autre technologie de génération d'ultrasons a été considérée, soit les actionneurs piézo-électriques. Il existe principalement deux méthodes exploitant ce principe, soit l'adaptation d'impédance pour transmission dans l'air ou la mise en vibration d'une fine membrane ou plaque ( $> 1$  mm). Bien que ce type de transducteurs est largement utilisé pour la mesure de distances dans l'air (Rangefinder), on trouve rapidement qu'il n'est pas possible d'utiliser ces technologies pour en faire un dispositif large bande puisque la bande passante est très étroite ( $< 1$  kHz) et dictée par la fréquence de résonance mécanique de l'élément rayonnant et du système complet. De plus, la conception de ce type de système est complexe, car les fréquences de résonances de plusieurs sous-systèmes doivent être accordées à la même valeur.

Enfin, de toutes les technologies étudiées, il apparaît intéressant de considérer l'adaptation d'un mécanisme à cames aussi comme dans la section "moteur rotatif". Ce concept apparaît attractif, car capable de générer un mouvement selon une grande gamme dynamique tout en garantissant en théorie un fort niveau de vibration.

Le Tableau 3.2 résume les méthodes présentées dans la présente section ainsi que leurs avantages et inconvénients potentiels. La variable  $f_o$  fait allusion à la fréquence de résonance du dispositif ou de la cavité d'air dans le cas du résonateur.



Tableau 3.2 Résumé des méthodes étudiées

Concept	$f_{\min}$	$f_{\max}$	SPL	Avantages	inconvénients
Haut-parleur plasma	5 kHz	150 kHz	$\simeq 120$ dB	Taux de distorsion exceptionnellement faible ()	Nécessité d'un gaz et d'une tension élevée en tout temps (potentiellement dangereux), volume d'air déplacé faible
Résonateur	$f_o = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma p A}{\rho V L}}$		*	Réglage de la fréquence propre facile (géométrie et dimensions)	Bande passante étroite et guidée par les dimensions, dimensions du dispositif faible et vitesse d'écoulement très élevé pour les niveaux de pression visée
Sources aéroacoustiques	$\frac{RPM_{\min}}{60} \eta$	$\frac{RPM_{\max}}{60} \eta$	$> 170$ dB	Possibilité de générer de fort niveau de pression, fréquence générée facile à maîtriser en théorie, large bande	Taux de distorsion très élevé, modèle prédictif complexe, très efficace en basse fréquence ( $< 20$ kHz), peu efficace en haute fréquence
Haut-parleur électrostatique	$\simeq 20$ Hz	$\simeq 20$ kHz	$< 130$ dB	Masse mobile faible (fine membrane), large bande, faible taux de distorsion	Bande passante se limite à la gamme audible, faible amplitude de déplacement donc grande surface nécessaire
Haut-parleur électrodynamique (moteur linéaire)	$\simeq 5$ Hz	$\simeq 100$ kHz	$\simeq 120$ dB	Permet de générer sur une large bande ( <i>subwoofer</i> pour les basses et <i>tweeter</i> pour les hautes fréquences)	Masse des composantes en mouvements, intermodulation pour de grandes amplitudes, force de Laplace non négligeable pour $f > 10$ kHz
Moteur rotatif	$\frac{RPM_{\min}}{60} \eta$	$\frac{RPM_{\max}}{60} \eta$	**	Possibilité de générer de haut niveau de pression sur une large bande en théorie, concept non exploité dans la littérature	Effort de contact possiblement élevé entre came et suiveur, rigidité du suiveur doit être élevée, contact entre came et suiveur pas assuré

<i>Backplate</i> Rugeuse	$\simeq 10$ kHz	$\simeq 600$ kHz	100 dB	Large bande	Tension électrique élevée, nombre de cavités et dimensions nécessaires trop élevées pour atteindre les requis
<i>Backplate</i> avec rainures	$f_o - 50$ kHz	$f_o + 50$ kHz	120 dB	Contrôle sur les dimensions des rainures donc sur la fréquence de résonance	Tension électrique élevée, amplitude de déplacement nécessaire supérieur à la profondeur des rainures pour les fréquences visées
<i>Backplate</i> perforée	$f_o - 50$ kHz	$f_o + 50$ kHz	120 dB	Large bande	Tension électrique élevée, nombre de perforations et dimensions nécessaires trop élevées pour atteindre les requis
Piézocéramique	$f_o - 1$ kHz	$f_o + 1$ kHz	$> 150$ dB	Fort niveau de pression sur la fréquence de résonance du système	Facteur de qualité élevé donc bande passante étroite, conception complexe, haut niveau de tension électrique

\* Le niveau de pression rayonnée dépend de la vitesse de l'écoulement et de l'aire  $A$  de la section de l'entrée d'air donc aucune valeur n'est posée.

\*\* Le niveau de pression rayonné dépend du profil de la came ( $M$ ) donc en théorie il est possible de générer n'importe quel niveau de pression

# Chapitre 4

## Modélisation, Conception et Fabrication d'un mécanisme à cames dans le domaine ultrasonore

### 4.1 Analyse de mécanismes

Suite aux résultats qui découlent du Chapitre 3, une étude plus poussée des mécanismes de conversion est faite. Le concept d'arbre à came n'ayant pas été investigué dans le but dans faire un actionneur ultrasonore ou même acoustique à l'exception d'un dépôt de brevet (Figure 3.8), il est pertinent d'en faire ressortir ses forces et faiblesses. Pour ce faire, une recherche sur différents mécanismes de ce type est faite [18]. Ainsi, quatre concepts de conversion de mouvement rotatif / linéaire, présentés à la Figure 4.1 sont sélectionnés selon les critères suivants :

1. La came et le suiveur doivent être maintenus en contact ;
2. Le nombre de pièces mobiles doit être minimisé ;
3. L'ordre de grandeur des efforts en jeu doit permettre aux matériaux de résister et ;
4. Le système doit permettre d'éviter la résonance de toutes pièces dans la plage de fonctionnement du prototype.

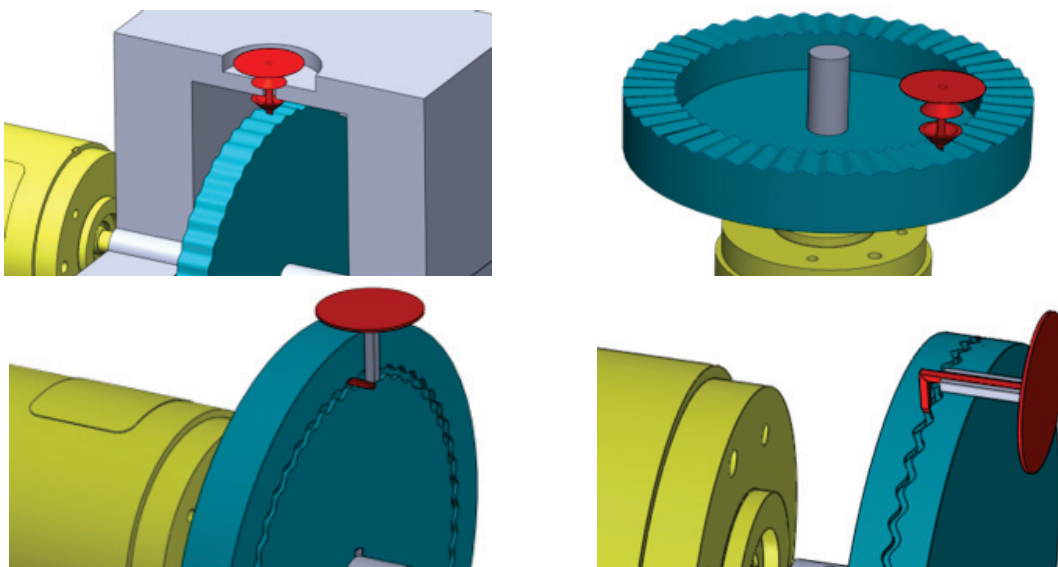


Figure 4.1 Mécanismes de conversion étudiés

Dans la Figure 4.1, la came est en bleu et le suiveur en rouge (l'élément rayonnant étant inclus dans le suiveur). Les quatre concepts présentés sont le mécanisme à ressort radial (en haut à gauche), le mécanisme à ressort axial (en haut à droite), le mécanisme à rainure radiale (en bas à gauche) et le mécanisme à rainure axiale (en bas à droite).

Il apparaît que les mécanismes à ressort sont similaires entre eux tout comme les mécanismes à rainure. Chacun ayant ses avantages et ses inconvénients, un mécanisme hybride permettant de regrouper les forces de chacun est proposé. Ce dernier sera appelé mécanisme axial à rainure externe ou *External Axial Groove* (EAG) et est présenté dans la section 4.1.1.

#### 4.1.1 Concept proposé - Mécanisme axial à rainure externe

La Figure 4.2 présente le concept EAG simplifié ainsi que ses trois sous-systèmes, soit le moteur (couple selon l'axe du moteur), la came (rotation selon l'axe du moteur) et le suiveur (translation normale au plan neutre de la came, dans lequel la surface rayonnante est incluse). Des figures plus exhaustives sont présentées à la section 4.2 traitant de la modélisation du concept. Le mécanisme EAG a l'avantage de maintenir le contact par contrainte géométrique, tout comme les concepts à rainure. Le profil du bas de la came étant synchronisé avec celui du haut, l'épaisseur reste constante malgré la géométrie sinusoïdale. De ce fait, il est possible de se départir du ressort pour maintenir le contact, ce qui réduit significativement les efforts de contact. De plus, il est possible de concevoir un suiveur de masse relativement faible et dont la résonance est au-dessus de la plage d'utilisation prévue dans le cadre de ce projet (voir section 4.3.1). Ainsi, grâce à ce concept, il est possible d'avoir un mécanisme qui minimise les inconvénients de chacun des concepts présentés. C'est donc sur ce concept que l'étude de faisabilité de l'actionneur est réalisée.

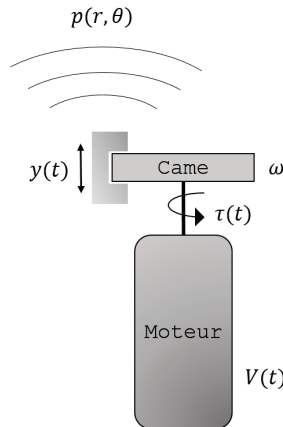


Figure 4.2 Représentation simplifiée du concept proposé

Sur la figure précédente, on voit que l'intrant du système est une consigne de tension électrique. Le moteur à courant continu (moteur DC) transforme donc cette tension électrique en couple transmis à l'arbre, ce qui entraîne la rotation de la came. Le suiveur, qui agit comme élément rayonnant, transforme à son tour ce mouvement de rotation en translation par l'entremise d'un profil de came non plat, ce qui se traduit par la transmission d'une onde de pression dans l'air environnant.

Un des grands avantages de ce dispositif est qu'il permet de se départir de l'effet d'amplification dû à la résonance mécanique de la surface rayonnante pour atteindre de fort niveau de pression. Sous l'hypothèse que l'on fonctionne en dessous de la fréquence de résonance du suiveur (hypothèse vérifiée dans la suite de ces travaux), la fréquence générée est uniquement fonction de la vitesse de rotation du moteur et le niveau sonore est uniquement dépendant du profil de came utilisé. Ainsi, il devient possible de générer un très haut niveau de pression, et ce sur une bande passante significativement plus large que les dispositifs classiques. La Figure 4.3 présente les paramètres importants à prendre en compte lors de la conception d'un système tel que celui proposé.

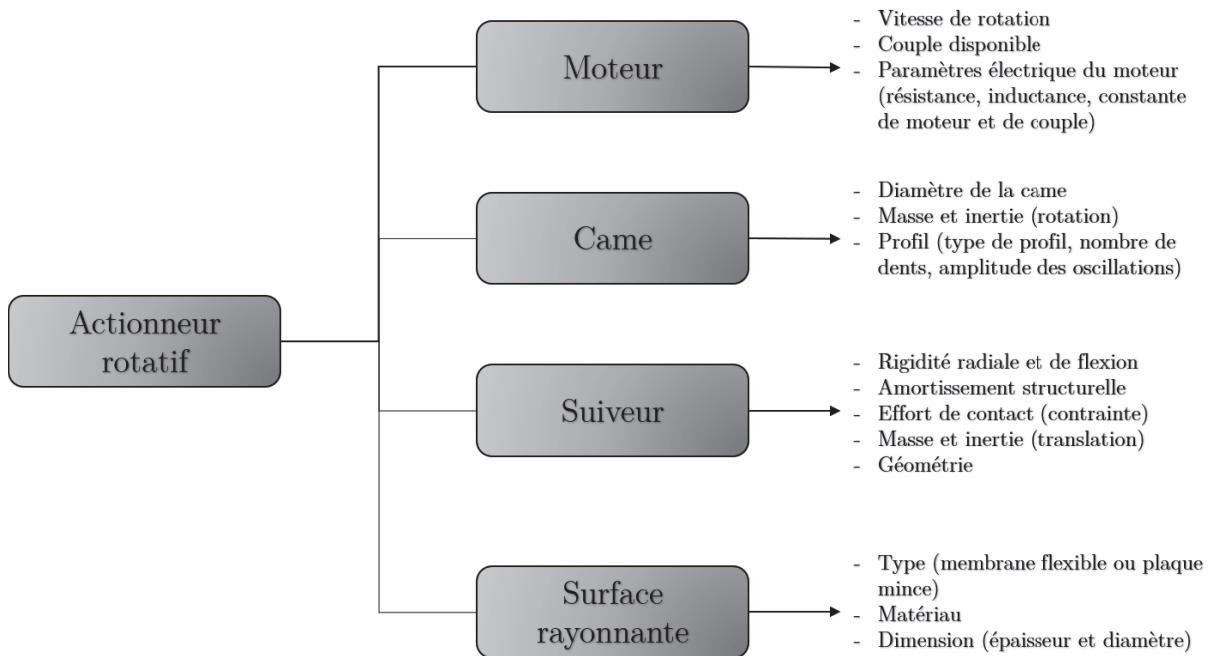


Figure 4.3 Paramètres de conception pour un actionneur rotatif

Chaque paramètre des sous-systèmes a une influence plus ou moins grande sur l'ensemble du système, la modification d'un seul paramètre entraîne ainsi un changement dans la dynamique globale du système électromécanique et les autres paramètres doivent par la suite être ajustés. Une étude paramétrique est faite dans le but de pouvoir quantifier

l'influence des paramètres sur les résultats. Les paramètres dont l'influence sera étudiée sont présentés dans le Tableau 4.1.

Tableau 4.1 Paramètres observés lors de l'étude paramétrique et impact

Sous-système	Paramètres	Complexité	Impact
<b>Moteur</b> (sélection)	Vitesse de rotation	+	Nombre de dents
	Couple disponible en continu	++	Vitesse de rotation, profil (amplitude)
	Paramètres électriques (inductance, résistance)	--	Intrinsèque au moteur donc aucun contrôle sur ces paramètres suite à la sélection
<b>Came</b> (conception)	Diamètre	+	Vitesse de rotation du moteur, couple nécessaire, effort de contact, nombre de dents, Profil (amplitude)
	Nombre de dents	++	Vitesse de rotation du moteur, diamètre, profil (amplitude)
	Profil (forme, amplitude)	+++	Vitesse de rotation, diamètre, nombre de dents, forme du signal rayonnée
<b>Suiveur</b> (conception)	Matériau	+	Fréquence de résonance, masse et inertie du suiveur
	Géométrie	+	Inertie du suiveur, rigidité
<b>Surface</b> (conception)	Type (membrane flexible ou plaque mince)	+	Réponse dynamique de la surface (influence le signal rayonné)
	Matériau	-	Couple nécessaire
	Dimension (diamètre, épaisseur)	+	SPL, couple nécessaire

## 4.2 Modélisation du concept

### 4.2.1 Formalisme mathématique

Le formalisme mathématique utilisé est présenté dans le Tableau 4.2. Celui-ci suit les recommandations générales de Kane pour la modélisation de systèmes mécaniques multi-corps.

Tableau 4.2 Formalisme mathématique

Variable	Définition
$N$	Référentiel fixe dans l'espace
$A$	Référentiel de la came (corps $A$ )
$B$	Référentiel du suiveur (corps $B$ )
$\hat{n}_x, \hat{n}_y$ et $\hat{n}_z$	Vecteur unitaire du référentiel $N$ (base orthonormée)
$\vec{M}^{A/A_0}$	Moment de forces externes sur le corps $A$ par rapport à son centre de rotation
${}^N\vec{\alpha}^A$	Accélération angulaire du référentiel $A$ par rapport au référentiel $N$
$\vec{r}^{A_B/N_0}$	Vecteur position entre le point de contact entre les corps $A$ et $B$ et le centre du corps $A$
$\vec{F}_B$	Forces externes sur le corps $B$
$m^B$	Masse du corps $B$
$a_y^B$	Accélération du corps $B$ selon l'axe $\hat{n}_y$
$\alpha_y^A$	Accélération angulaire du corps $A$ selon $\hat{n}_y$
$J_A$	Moment d'inertie du corps $A$ (rotation simple, moment d'inertie calculé par rapport au centre de masse du corps)

### 4.2.2 Modèle acoustique

Avant de créer un modèle permettant de faire des prédictions quant au champ rayonné par la surface, les hypothèses suivantes sont posées :

- Le milieu fluide est homogène, continu, isotrope, stationnaire, sans perte ni dissipation [14] ;
- Le processus est adiabatique [14] ;
- Les perturbations sont tels que la masse volumique du fluide est considéré comme étant constante [14] ;
- La surface rayonnante est un piston rigide bafflé : Pour le premier modèle, on considère la surface rayonnante comme étant un piston rigide bafflé, ce qui néglige les vibrations de la surface rayonnante et les effets de recirculation acoustique en champ proche ;
- Hypothèse de champ lointain : Les prédictions faites par le modèle ne prennent pas en compte les interférences en champ proche et les non-linéarités acoustiques qui apparaissent à partir de 140 dB (pour une membrane ayant 12,5 mm de rayon et une fréquence de 20 kHz, on trouve à l'aide de l'équation 3.7, une distance  $r_L < 2$  cm).

À partir des équations du mouvement mécanique décrites à la section suivante, il devient possible d'extraire l'amplitude de vibration du piston  $U_0$  en régime sinusoïdal à la fréquence  $f$ . Ainsi, la pression axiale à une distance  $r$  rayonnée par un piston rigide circulaire bafflé de rayon  $a$  est donnée par :

$$P_{ax}(r) = \frac{\rho_0 \pi a^2 f}{r} U_0 = 2\pi f M \quad (4.1)$$

Sachant que le niveau de pression  $SPL$  est donné par :

$$SPL = 20 \log \left( \frac{P_e}{P_{ref}} \right) \quad (4.2)$$

où  $P_e = \frac{P_{ax}}{\sqrt{2}}$  représente la pression de référence et  $P_{ref} = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa la pression de référence. La Figure 4.4 présente la relation entre la fréquence et l'amplitude de déplacement  $U_0$  nécessaire pour obtenir un niveau de pression donné, une droite verticale est tracée à 23 kHz puisque c'est valeur maximale prédite (approximative) en termes de fréquence.

Dans le cas d'un niveau sonore de 120 dB à 1m, il apparaît donc nécessaire de produire des vibrations de l'ordre de  $U_0 = 5 \mu\text{m}$  d'un piston de 25 mm de diamètre. Aussi, compte tenu de la linéarité de l'équation 4.1, un déplacement de surface de l'ordre de  $U_0 = 50 \mu\text{m}$



est nécessaire afin d'atteindre l'objectif de 140 dB à 1m pour notre transducteur, ce qui permet de dimensionner grossièrement le profil de la came.

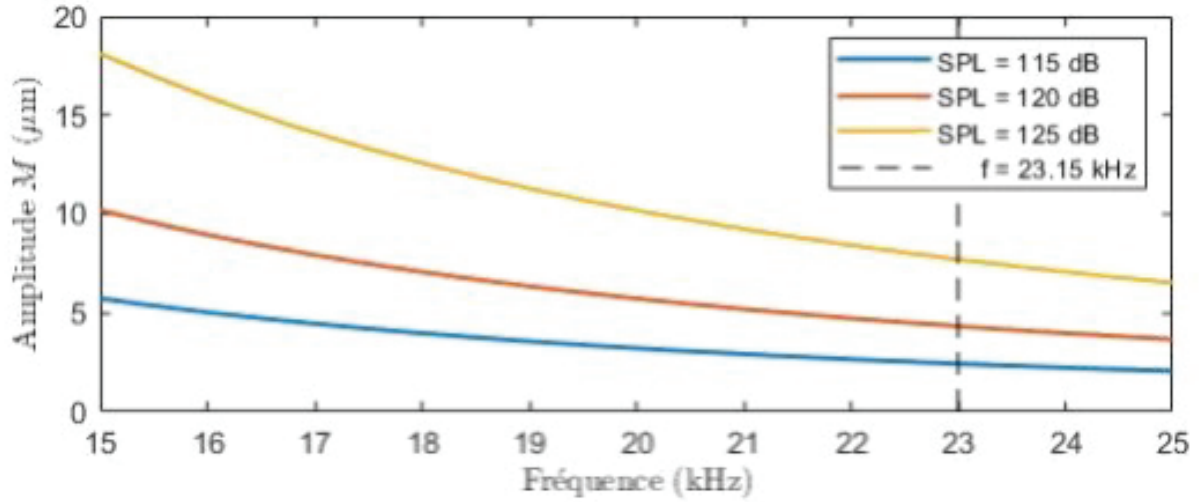


Figure 4.4 Relation entre la fréquence-amplitude d'un piston rigide de rayon  $a = 12.5$  mm

### 4.2.3 Modèle électromécanique

Une connaissance précise de la dynamique du concept développé en fonction des performances acoustiques désirées est primordiale afin de pouvoir prédire les niveaux de pression obtenus et dimensionner les différentes composantes du système. Encore une fois, certaines **hypothèses** peuvent être posées afin de simplifier le modèle, ces hypothèses sont :

- Le suiveur (corps  $B$ ) et la came (corps  $A$ ) sont deux corps rigides distincts avec un référentiel propre à chacun ;
- Le référentiel du corps rigide  $B$  a  $\hat{n}_y$  comme seul degré de liberté (aucune rotation) ;
- La came est parfaitement symétrique, les profils du haut et du bas sont synchronisés ;
- Le modèle de frottement utilisé est un modèle de frottement sec, soit une force de frottement proportionnel à la force normale entre les deux corps ( $F_f = \mu F_N$  avec  $\mu$  le coefficient de friction entre les corps)
- Le contact entre le corps  $B$  et le corps  $A$  est maintenu en tout instant ;
- Les couples résistifs de torsion sont négligés ;
- Les raideurs de l'arbre ainsi que celles du roulement sont négligées.

#### DCLs et référentiels utilisés

Le modèle développé comprend deux corps rigides, soit la came ( $A$ ) et le suiveur ( $B$ ) ainsi qu'un référentiel permettant d'orienter les forces de contact ( $C$ ). Afin de simuler

l'interaction électromécanique, un modèle de moteur à courant continu (DC) est jumelé au modèle mécanique. Ainsi, à partir des résultats obtenus, il est possible de faire une prédiction des efforts repris par le suiveur et ultimement du champ de pression rayonné par la surface. Ces résultats sont utilisés ultérieurement dans le cadre d'une étude par éléments finis afin de dimensionner le suiveur et vérifier les hypothèses de corps rigide. La Figure 4.5 présente les objets d'intérêt pour la création du modèle électromécanique ainsi que les efforts appliqués sur ceux-ci.

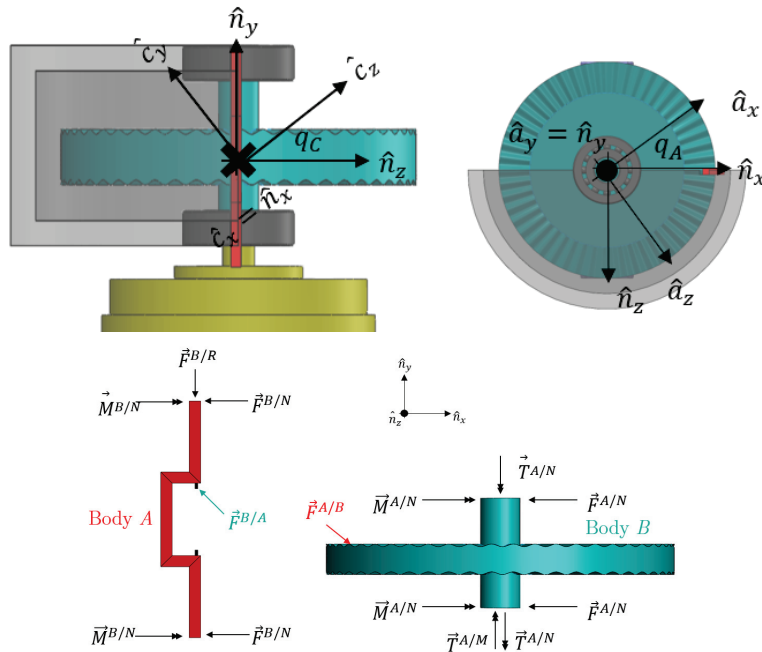


Figure 4.5 Géométrie et référentiels requis pour la modélisation dynamique (haut) et Diagramme de Corps Libre (DCL) des corps A et B (bas)

### Équations du mouvement et modèle dynamique

Dans le cadre de ces travaux, le profil de came est un profil sinusoïdal comportant un nombre de périodes  $nb$  sur sa circonférence. D'autres trajectoires (dents-de-scie, combinaison de sinus de longueur d'onde différente [24], etc.) pourraient être intéressantes à investiguer, mais sont laissées de côté pour le moment.

Sachant que la rotation entre la came et le référentiel fixe est une rotation simple, la seule variable concernant celle-ci est son angle de rotation  $q_A$ . Ensuite, la cinématique entre les référentiels  $C$  et  $N$  est posée selon les équations 4.3 et 4.4, ce qui permet en premier lieu de poser la cinématique du suiveur (équation 4.5).

$$y_C = M \sin(q_A \cdot nb) \quad (4.3)$$

$$q_C = \arctan\left(\frac{1}{R_0} \cdot \frac{dy_C}{dq_A}\right) \quad (4.4)$$

$$y_B = y_C \quad (4.5)$$

où  $M$  est l'amplitude de la trajectoire et  $R_0$  est le rayon de la came. La prochaine étape consiste à appliquer les efforts externes et de contact au modèle. Le seul intrant au modèle est la tension aux bornes du moteur, tous les autres paramètres sont fixés (constantes et conditions initiales). Ainsi, à l'aide des équations 4.6 à 4.9, il est possible de prédire la dynamique du système pour en faire ressortir les métriques d'intérêts.

$$U = L \cdot \frac{dI}{dt} + R \cdot I + k_t \cdot \frac{dq_A}{dt} \quad (4.6)$$

$$\sum \vec{M}^{A/A_0} = \vec{T}_m + \vec{T}_r = I^N \vec{\alpha}^A \quad (4.7)$$

$$\vec{T}_r = \vec{F}_f \times \vec{r}^{AB/A_0} + \vec{F}_N \times \vec{r}^{AB/A_0} \quad (4.8)$$

$$\sum \vec{F}^B = \vec{F}_f + \vec{F}_N \quad (4.9)$$

où  $U$  est la tension aux bornes du moteur,  $L$  son inductance,  $R$  sa résistance,  $I$  le courant consommé,  $T_m$  le couple fourni par le moteur,  $T_r$  le couple résistif engendré par les efforts de contact et  $k_t$  la constante de vitesse du moteur.

Il est à noter que les efforts de contact sont calculés à l'aide d'un modèle de frottement sec ( $F_f = \mu F_N$ ). Un modèle plus complexe faisant intervenir la dynamique de contact (Modèle de Stribeck [2], modèle de LuGre [13]) aurait pu être utilisé, mais la littérature sur le sujet ne permet pas d'établir quel modèle est le mieux adapté au cas à l'étude à haute fréquence ( $> 20$  kHz). Aussi, le modèle de frottement sec, qui est le plus conservateur est utilisé afin d'éviter un sous-dimensionnement des pièces.

Ainsi, à l'aide des équations 4.6 à 4.9, de produits scalaires judicieusement posés et de l'équation du moteur, il est possible de caractériser le système pour en faire une étude dynamique.

$$\left(\sum \vec{F}^B\right) \cdot \hat{n}_y = m_B a_y^B \quad (4.10)$$

$$\left(\sum \vec{M}^{A/A_0}\right) \cdot \hat{n}_y = J_A \alpha_y^A \quad (4.11)$$

Les équations 4.6, 4.10 et 4.11 sont résolues à l'aide du logiciel **MotionGenesis**. Ensuite, les variables et les conditions initiales ayant été définies, le modèle est résolu par le solveur *ode45* de **MatLab** pour les variables  $F_N$ ,  $\dot{I}_e$  et  $\ddot{q}_A$ . les codes utilisés pour la résolution sont présentés à l'Annexe 1.

## 4.3 Résultats numériques

### 4.3.1 Sélection du moteur

La sélection du moteur est faite par processus itératif où plusieurs groupes de paramètres électriques ( $L$ ,  $R$  et  $V$ ) provenant des spécifications techniques en combinaison avec des valeurs fixes des autres paramètres choisis de façon arbitraire dans les plages étudiées ( $R_0 = 5$  cm,  $M = 50$   $\mu$ m,  $nb = 500$  et  $mB = 0.5$  mg) de différents moteurs de la compagnie Maxon [16], spécialisée dans la fabrication de moteurs DC de performances, sont utilisés dans le modèle.

Le choix s'est ainsi porté vers le moteur MAXON RE 50 déployant une puissance de 200 W [17] et permettant d'atteindre une vitesse de rotation de 5000 rpm, ce qui offre une solution puissante et versatile pour envisager différentes gammes d'utilisation (fréquences et amplitudes variables).

Suite à cette étude, la seule influence du moteur sur la dynamique est la vitesse de rotation en régime permanent. Par contre, il est néanmoins nécessaire de vérifier que le moteur est en mesure de fournir le couple nécessaire en consommant un courant inférieur à la plage d'utilisation spécifiée par le fabricant.

### 4.3.2 Étude paramétrique

Une étude paramétrique est réalisée avec plusieurs ensembles de valeurs de paramètres critiques. Ces paramètres critiques sont présentés dans le Tableau 4.3.

Tableau 4.3 Paramètres étudiés lors de l'étude paramétrique

Paramètre	Unités	Plage de valeurs
Rayon de la came $R_0$	cm	[1 :1 :10]
Amplitude de la trajectoire $M$	$\mu\text{m}$	[10 :5 :50]
Nombre de dent $nb$	-	[100 :50 :1000]
Masse du suiveur $m_B$	mg	[0.1 :0.1 :1]
Tension aux bornes du moteur $U$	V	[8 :4 :24]

Les résultats de l'étude paramétrique ne sont pas présentés par souci de concision, et seuls les résultats de simulation obtenus avec les dimensions sélectionnées sont présentés dans la suite du manuscrit.

Suite à cette étude paramétrique et la sélection d'un moteur (MAXON RE 50), les valeurs finales des paramètres critiques sont posées, soit  $R_o = 10$  cm,  $M = 15$   $\mu\text{m}$ ,  $nb = 350$  dents et  $m_B = 20$  mg. Ces paramètres permettent de maximiser l'amplitude de vibration, tout en étant compatibles avec les spécifications du moteur.

En imposant une différence de potentiel au moteur de  $U = 16$  V et un coefficient de frottement statique  $\mu = 0,15$  (valeur très conservatrice), on détermine numériquement la fréquence rayonnée, la force maximale au suiveur ainsi que le courant consommé.

La Figure 4.6 présente les résultats obtenus avec le modèle utilisé. On observe deux phases sur ces graphiques. Entre  $t = 0$  et  $t = 0,8$  s, la phase de démarrage du moteur permet une augmentation de la fréquence générée et de la force de contact. Cela se traduit également par un courant élevé lors de la phase de démarrage. Ensuite pour  $t > 0,8$  s, le système rentre dans une phase de régime permanent pour laquelle le courant consommé est faible et la vitesse de rotation (donc la fréquence générée) est constante.

La valeur maximale du courant consommé en régime transitoire, soit  $I_e = 37,18$  A (valeur analytique), est largement inférieure à la limite de courant (*stall current*) de 232 A du moteur sélectionné. On voit ainsi que dans cette configuration, on atteint une fréquence maximale de 23,1 kHz et une force de contact de l'ordre de 63 N sur le suiveur.

Il est à noter qu'à ce stade, le modèle nous confirme qu'il sera impossible de dépasser ce seuil de 23 kHz de manière évidente, car un compromis doit être réalisé sur la pente locale du profil de la came. Ainsi, un nombre de dents plus élevé pourrait être utilisé (pour

augmenter la fréquence maximale, mais au prix d'une amplitude vibration moindre). Les premières limitations de ce concept se font ainsi sentir.

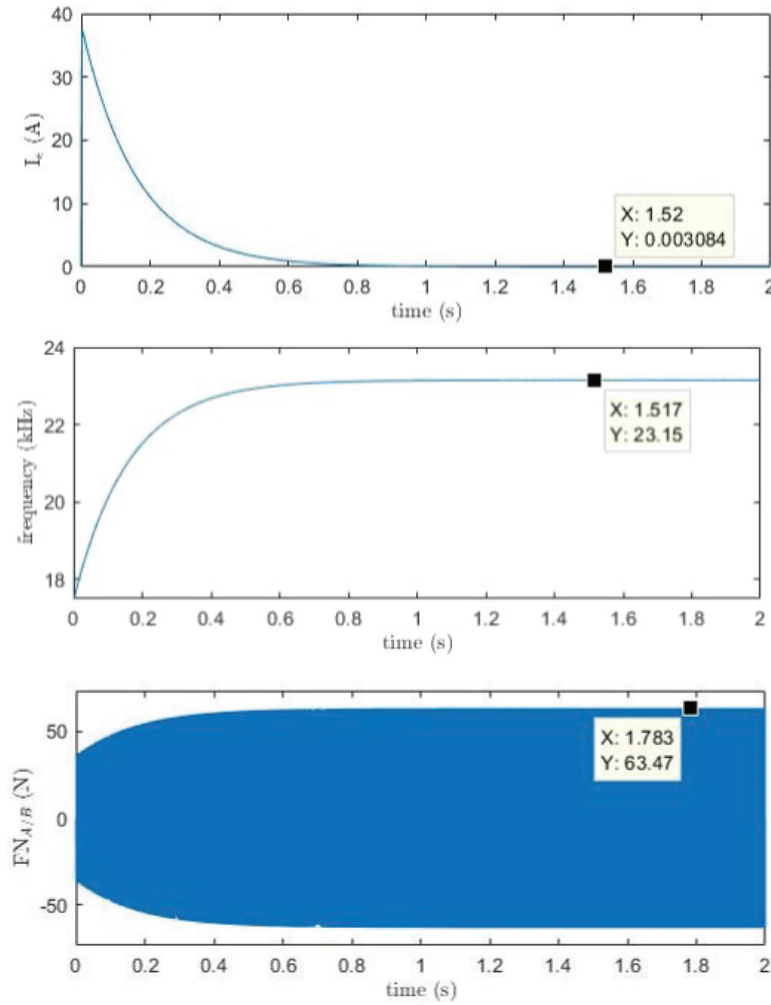


Figure 4.6 Graphique du courant consommé (haut), de la fréquence prédite (centre) ainsi que la force de contact (bas)

Cette figure schématise de façon claire les deux régimes (transitoire pour  $t < 0,8$  s et stationnaire pour  $t > 0,8$  s) ainsi que les résultats des métriques d'intérêts pour la configuration retenue.

## 4.4 Conception et fabrication

Les résultats découlant des modèles prédictifs présentés permettent ultimement la conception du prototype qui permettra la validation du concept. Après avoir déterminé les amplitudes de force en jeu et la plage de fréquences à l'aide du modèle électromécanique, des analyses par élément finis sont faites permettant ainsi de valider le concept en termes de

résistance et de résonance.

#### 4.4.1 Conception de la came

Les paramètres critiques à prendre en compte lors de la conception de la came sont le nombre de dents, l'amplitude de ces dernières et le diamètre de la pièce. Celles-ci ont toutes le même impact, c.-à-d. un changement de l'angle maximal de la trajectoire (ultimement, c'est une variation de la longueur d'onde qui est observé à amplitude égal si le rayon augmente).

Ainsi, à l'aide du modèle électromécanique, plusieurs combinaisons de ces trois paramètres ont été simulées afin de poser les valeurs finales optimales en termes de force de contact et de vitesse de rotation du moteur. Pour un moteur donné (valeur des paramètres électriques) et une masse de suiveur spécifique, c'est la force maximale en régime permanent qui gouverne la bande passante du prototype. En effet, plus les efforts de contact sont grands, plus le courant nécessaire au moteur est grand, ce qui diminue l'efficacité du prototype. C'est donc en trouvant une combinaison de paramètres réalistes permettant d'atteindre les objectifs tout en minimisant l'angle maximal de la trajectoire que les paramètres sont posés. Les dimensions finales de la came sont présentées au Tableau 4.4 et la Figure 4.7 présente le concept final de cette dernière.

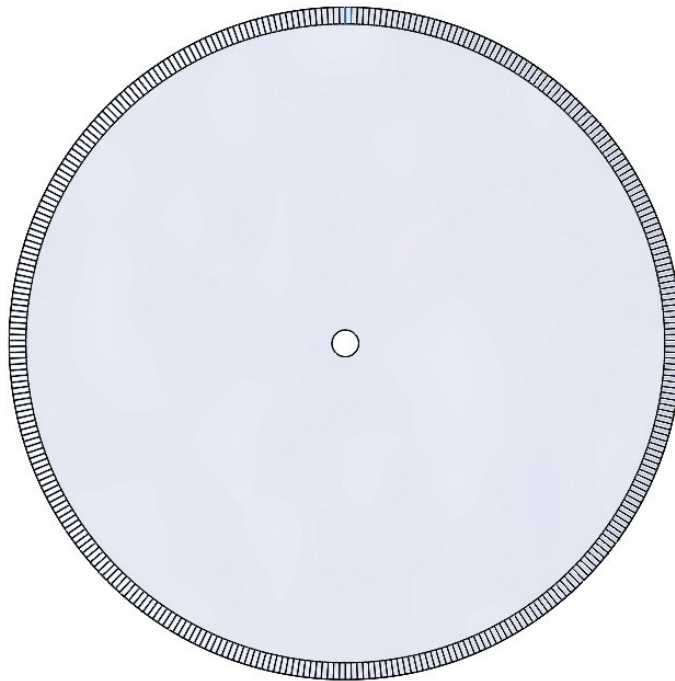


Figure 4.7 Concept final de la came

Tableau 4.4 Paramètres finaux de la came

CAME		
Paramètre	Symbole	Valeur
Nombre de dents	$nb$	350
Amplitude de trajectoire ( $\mu\text{m}$ )	$M$	15
Rayon de la came (mm)	$R_o$	100

#### 4.4.2 Conception du suiveur

Le but du suiveur est de transférer le mouvement de rotation en une translation. Aussi, il est nécessaire que celui-ci se déforme peu, de manière à assurer un contact constant entre la came et le suiveur. Aussi, un concept de suiveur monobloc possédant deux tiges assurant le contact entre la came et le suiveur a rapidement été sélectionné pour sa simplicité et sa facilité de fabrication, comme présenté à la Figure 4.8. En revanche, les paramètres de taille, matériaux et forme sont à déterminer.

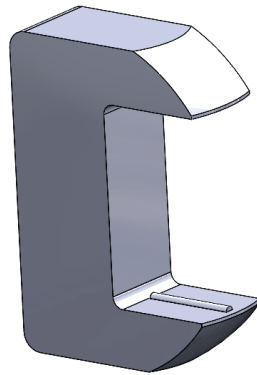


Figure 4.8 Concept final du suiveur

La géométrie proposée est ainsi composée de deux pièces, dont une en polymère (en rouge sur la Figure 4.8), ainsi qu'une tige en acier de type corde à piano [26] ayant un diamètre de  $250 \mu\text{m}$ . Cette dernière a pour fonction de maintenir le contact entre les deux pièces mobiles.

Dans le modèle électromécanique, le seul paramètre concernant le suiveur est la masse de ce dernier. Ayant précédemment modélisé les efforts sur le suiveur et la fréquence en régime permanent, il est possible d'imaginer et modéliser plusieurs géométries de suiveur pour converger vers un concept final réaliste, robuste et respectant le cahier des charges.

En effet, le suiveur doit être en mesure de résister aux efforts engendrés et sa première fréquence propre doit être supérieure à la fréquence de fonctionnement prédite. Dans cette



optique, une première analyse modale est faite pour ensuite faire une analyse dans le domaine fréquentiel pour évaluer l'ampleur des contraintes que le suiveur va subir en régime permanent.

### Analyse modale

Une analyse modale, permettant de déterminer les fréquences propres du suiveur, est faite à l'aide du logiciel COMSOL. Ainsi, il est possible de prédire si la géométrie de suiveur permet d'éviter toute résonance de la pièce dans la plage de fonctionnement du prototype. La Figure 4.11 présente les résultats des dix premières fréquences propres de l'analyse dans une géométrie typique. Pour cette analyse, un maillage tridimensionnel à l'aide d'éléments tétraédriques présentés à la Figure 4.11 a été sélectionné et raffiné localement proche des arêtes comportant des irrégularités.

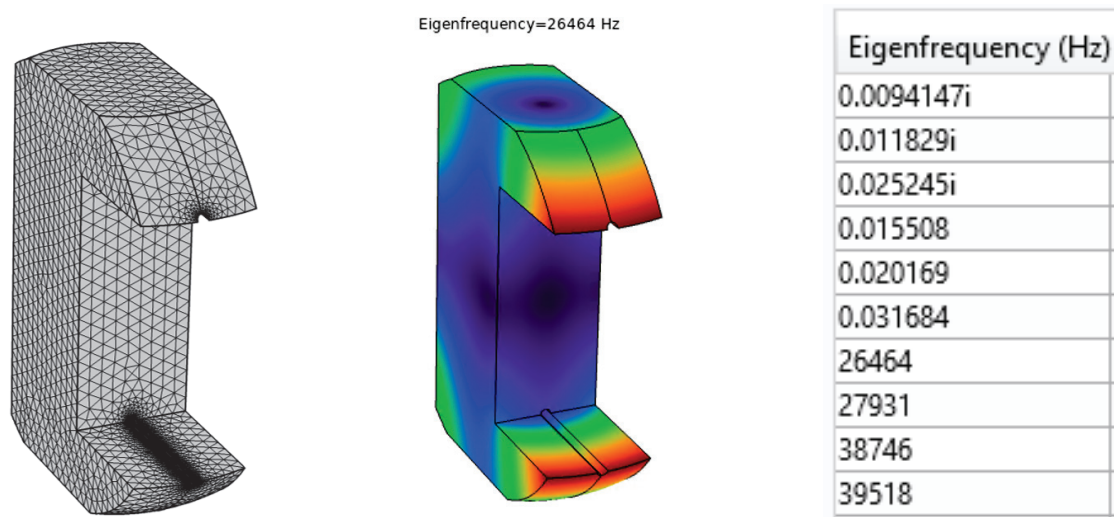


Figure 4.9 Maillage et résultats pour les 10 premières fréquences propres (FEA)

Dans le tableau présenté à la Figure 4.11, les 6 premières fréquences propres correspondent à des mouvements de corps rigides et sont donc à ignorer. La première fréquence propre est alors située autour de 26,5 kHz et correspond à un déplacement des deux "encoches" assurant le contact des deux bords de la came. Ce mode devrait ainsi engendrer un décollement du suiveur et perturber la conversion de rotation en translation.

Ce processus itératif permet au final de fixer la géométrie du suiveur. La méthode utilisée est une conception par "essai-erreur", plusieurs versions sont conçues en modifiant plus ou moins la version précédente dans le but d'avoir des fréquences propres au-delà de la plage d'utilisation anticipée. Les paramètres de simulation ainsi que la démarche de l'analyse du suiveur sont présentés à l'Annexe 2. Le matériau utilisé pour les analyses est *Acrylic*

*Material* déjà existant dans COMSOL. La Figure 4.10 présente les dimensions du suiveur utilisé pour les essais expérimentaux.

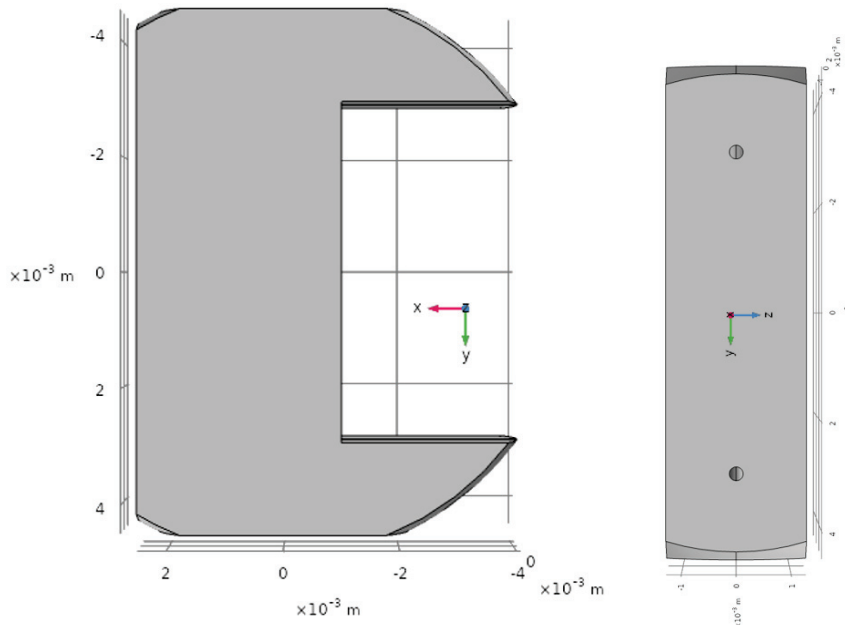


Figure 4.10 Dimensions du prototype de suiveur

### Analyse de contraintes

Enfin, suite à l'analyse modale, une analyse de résistance du suiveur dans le domaine fréquentiel est faite afin d'éviter la rupture de ce dernier une fois le régime permanent établi. Sachant que chaque suiveur est utilisé une seule fois, aucune étude de fatigue n'est faite. Pour ce faire, une analyse par éléments finis dans le domaine fréquentiel est réalisée, le maillage étant plus fin que celui utilisé dans l'analyse modale afin de bien capturer les points de concentration de contraintes. Aussi, une force de contact  $F_N = 63,5$  N sinusoïdale à la fréquence en régime permanent de  $f = 23,1$  kHz est utilisée comme condition aux frontières afin de calculer les contraintes subies par le suiveur. La Figure 4.11 présente le maillage ainsi que le résultat de répartition des contraintes de Von-Mises pour la géométrie proposée précédemment.

Les détails de l'analyse sont exposés dans l'Annexe 2. Bien que peu visible sur la figure précédente, on trouve que la contrainte maximale (contrainte de Von Mises) est de  $\sigma_{max} = 750$  MPa. Puisqu'il est prévu que les prototypes de suiveur ne survivent pas à un test, cette contrainte élevée reste acceptable si l'on choisit un polymère renforcé de Kevlar ou Carbone tel que l'ONYX qui possède une contrainte maximale en flexion de 240 MPa et 540 MPa respectivement [25].

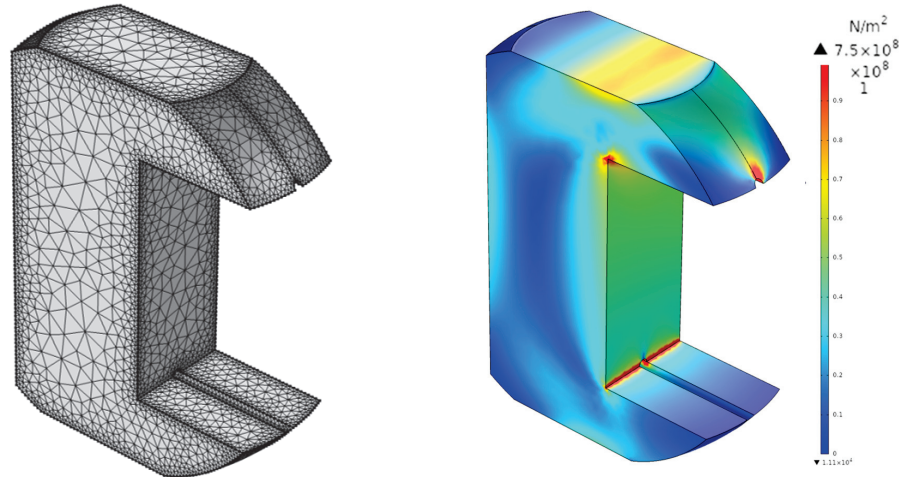


Figure 4.11 Maillage et résultats pour l'analyse de contraintes dans le domaine fréquentiel

### 4.4.3 Concept final et fabrication

La Figure 4.12 présente le banc de test assemblé. Ce dernier permet d'imposer physiquement toutes les conditions frontières prises en compte dans la modélisation à l'aide d'une table de translation et de guides en Teflon. Ainsi, les deux degrés de liberté du modèle sont respectés. La Figure 4.13 montre quant à elle un gros plan du concept au point de contact. La conception ayant été faite en prévoyant une liberté de mouvement de par les tables de translation, la came semble en interférence avec ce dernier (Figure 4.13), ce qui ne sera pas le cas lors des essais expérimentaux. Enfin, la Figure 4.14 présente un gros plan du prototype physique en place pour une campagne de mesure, la came étant usinée en aluminium standard à l'aide d'une machine-outil à commande numérique (CNC) 5 axes (Département de physique, Faculté des Sciences) et le suiveur par synthèse additive. De cette façon, le suiveur ne peut être utilisé qu'une seule fois, mais l'impression 3D permet de fabriquer plusieurs pièces à la fois.

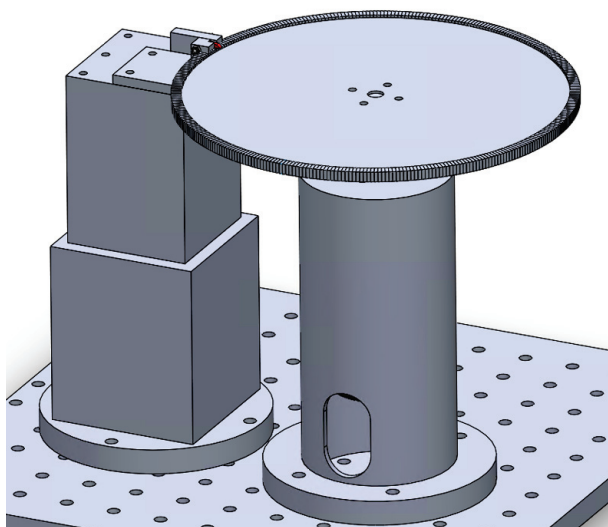


Figure 4.12 CAD du banc de test du prototype

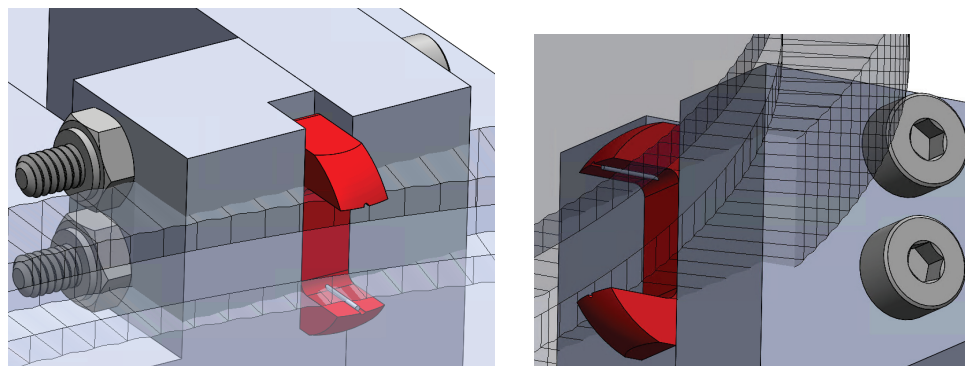


Figure 4.13 Gros plan sur le pont de contact came / suiveur

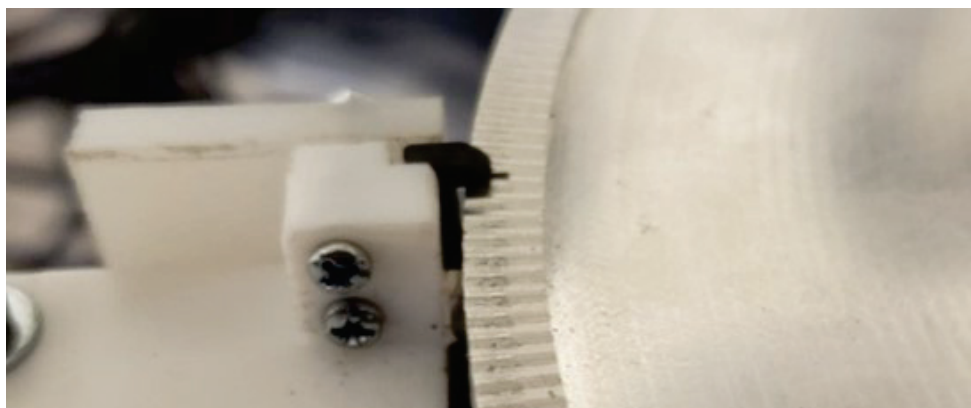


Figure 4.14 Prototype des pièces conçues en place pour une prise de mesure

# Chapitre 5

## Analyse expérimentale

### 5.1 Banc de test expérimental

Les Figures 5.1 et 5.2 présentent différents angles de vue permettant de visualiser le banc d'essai.

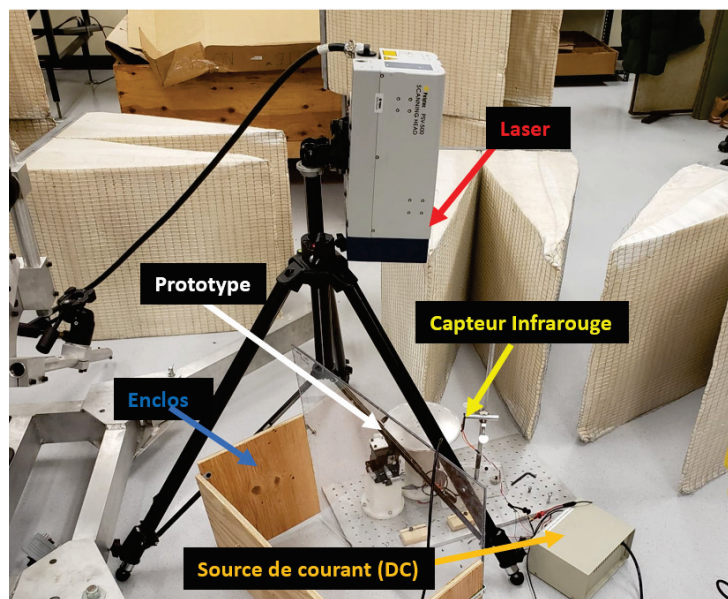


Figure 5.1 Banc de test pour la validation du capteur infrarouge

La mesure de la vitesse de rotation de la came est assurée par un capteur infrarouge [12]. alors que la mesure de la vitesse de déplacement du suiveur est assurée par une méthode sans contact de vibrométrie laser (Polytec PSV 500) permettant une mesure précise de la vitesse (et également du déplacement) sur la bande passante entre 0 et 1.5 MHz. Afin de bien positionner le suiveur sur la came, une table de translation 3 axes de précision 0.01 mm a été utilisée. Une source de tension continue 1627A BK Precision avec contrôle du courant a également été utilisée pour piloter le moteur. Cette dernière était limitée à 3A, mais a été suffisante pour mener les essais expérimentaux. La valeur analytique maximale en régime transitoire est largement supérieure à la valeur pratique, ce qui indique que la portion transitoire du modèle ne représente pas la réalité physique du prototype. Les mesures acoustiques sont réalisées à l'aide d'un microphone 1/8" GRAS 46DE permettant



une mesure calibrée entre 0 et 200 kHz. Le signal de pression a été préamplifié d'un facteur 100x à l'aide d'un conditionneur B&K.

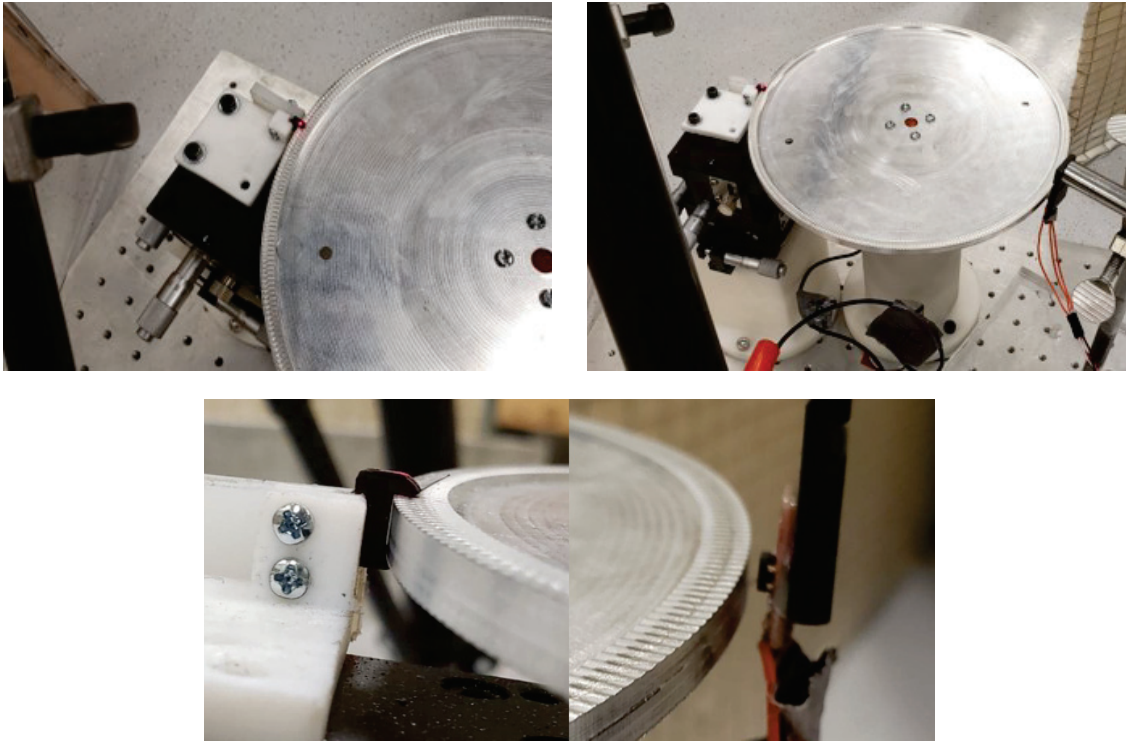


Figure 5.2 Vue d'ensemble du montage (haut) et vue de près du point de contact came/suiveur (bas gauche) et position du capteur IR (bas droite)

Afin de s'assurer que le microphone soit suffisamment éloigné pour que l'hypothèse de champ lointain soit valide, un cas de figure extrême est vérifié, soit une membrane de rayon  $r = 12,5$  mm à une fréquence de 100 kHz. La figure 5.3 présente les résultats du modèle empirique présenté dans la section 3.1 autour de cette fréquence.

De cette manière, on s'assure que les hypothèses faites à la section 4.2.2 sont valides expérimentalement. Aussi, plusieurs types d'acquisitions sont faites dans le but de voir le comportement dynamique dans plusieurs cas de figure. Le premier cas de figure étudié est la plage du régime permanent pour des tensions d'entrée fixes. Ces acquisitions sont faites sans surface rayonnante afin de valider la dynamique du suiveur. Le deuxième cas de figure est celui où la tension aux bornes du moteur est graduellement augmentée sans surface rayonnante pour évaluer le comportement dynamique en régime transitoire. Enfin, le troisième cas de figure est similaire au deuxième, mais avec une surface rayonnante ajoutée au suiveur afin d'observer le champ de pression acoustique généré.

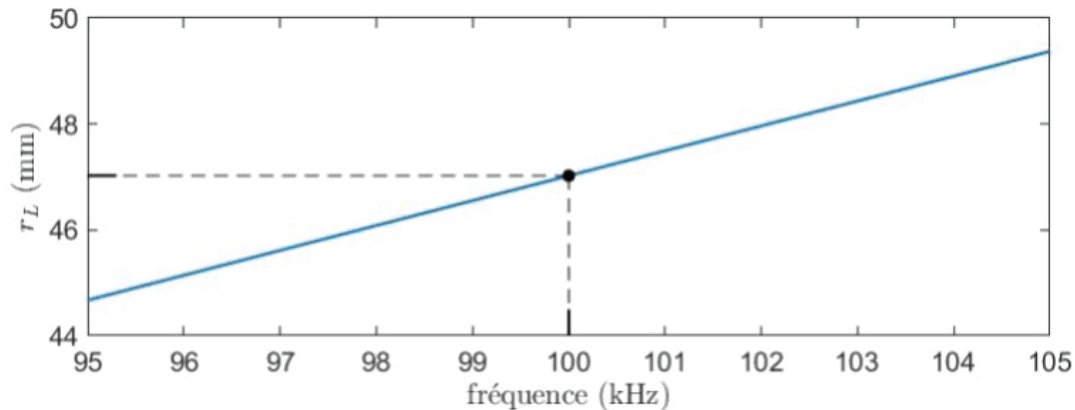


Figure 5.3 Distance Fraunhofer pour un piston de 12,5 mm de rayon et une fréquence de 100 kHz

## 5.2 Résultats

### 5.2.1 Régime permanent

Dans un premier temps, un jeu de données mesuré en régime permanent est analysé. La première étape consiste à faire corrélérer les données de vitesse de déplacement du suiveur avec celles de vitesse de rotation de la came, afin de s'assurer que les deux valeurs soient cohérentes. Par la suite, l'analyse des résultats porte sur la validation de la dynamique du suiveur ainsi que la pression acoustique rayonnée par ce dernier.

#### Analyse temporelle

Suite à l'acquisition des résultats, la performance mécanique du dispositif est analysée dans un premier temps. Ensuite, la performance acoustique sera évaluée. Les Figures 5.4 à 5.6 présentent la trace temporelle typique pour la mesure de différentes métriques.

Bien que sur ces figures certains évènements semblent périodiques, il n'est pas évident d'en tirer les informations pertinentes permettant de caractériser les performances du prototype. Une analyse numérique de ces résultats dans le domaine fréquentiel est ainsi réalisée.

#### Analyse fréquentielle

L'interprétation des résultats à l'aide d'une trace temporelle brute n'étant pas évidente, ces derniers sont traités à l'aide du logiciel *MatLab* pour en faire l'analyse dans le domaine fréquentiel. Tel que mentionné, la première étape consiste à valider que la vitesse de rotation du moteur est cohérente avec les mesures de vitesse de déplacement du suiveur. Dans un premier temps, les données sont filtrées à l'aide des commandes *butter* et *filtfilt* et transposées dans le domaine fréquentiel à l'aide de la commande *pwelch* dans le but

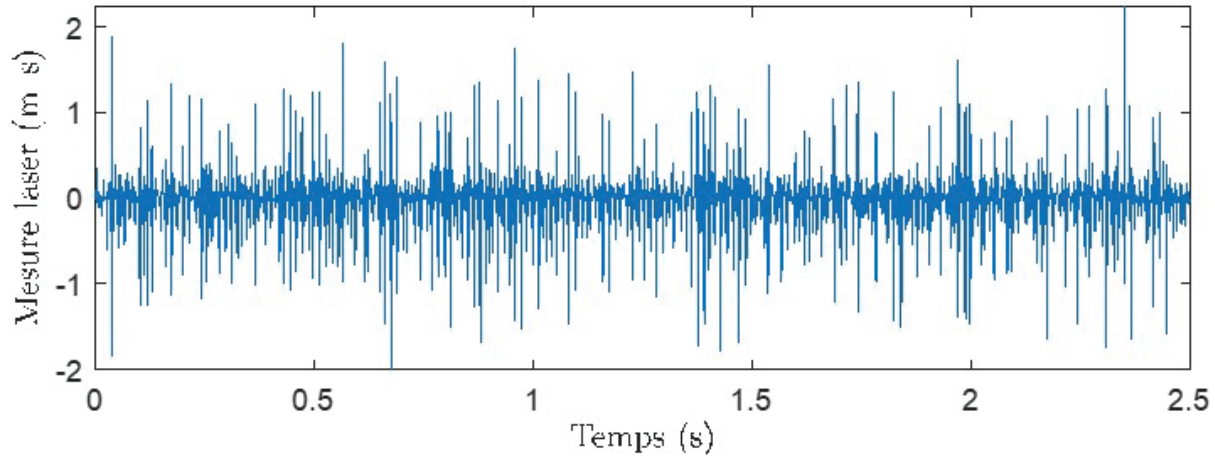


Figure 5.4 Résultats bruts d'une acquisition typique - Laser (mesure de vélocité)

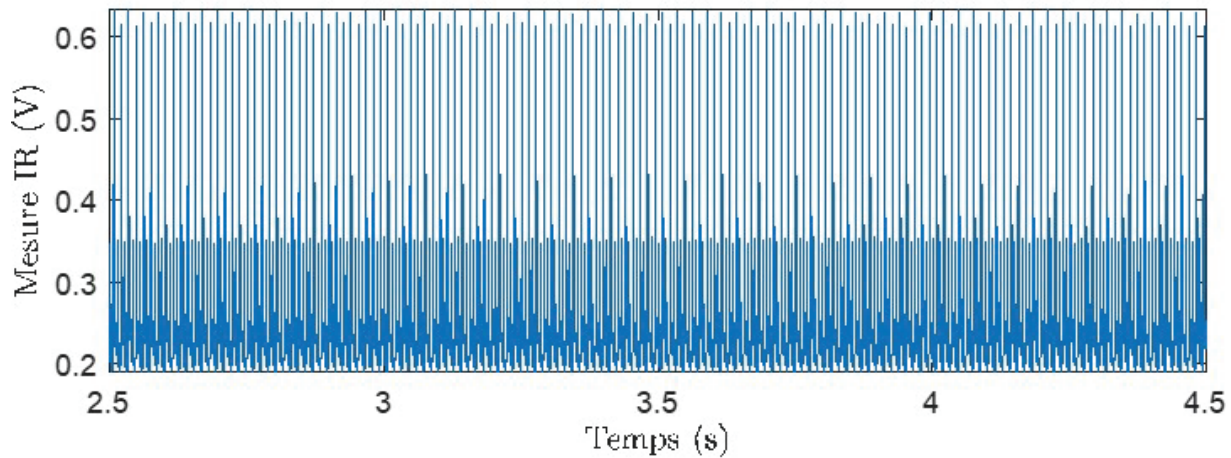


Figure 5.5 Résultats bruts d'une acquisition typique - Capteur infrarouge (mesure de tension)

d'extraire les densités spectrales de puissance (PSD) des différents signaux et avoir une meilleure idée des fréquences dominantes. La Figure 5.7 présente les résultats obtenus pour une tension de 16 V et un courant de 0,75 A au moteur. L'Annexe 3 présente le code Matlab permettant d'arriver à ces résultats.

Dans la Figure 5.7 (haut), il apparaît clairement que le mouvement de vibration du suiveur comporte plusieurs composantes harmoniques distinctes. En particulier, on distingue la fondamentale à  $f_1=19.5$  kHz ainsi que les harmoniques 2, 3 et 4 à 38 kHz, 57 kHz et 76 kHz respectivement. D'autres composantes sont observées à 23 kHz, 26 kHz et 28 kHz notamment et pourraient vraisemblablement correspondre à des résonances du suiveur,



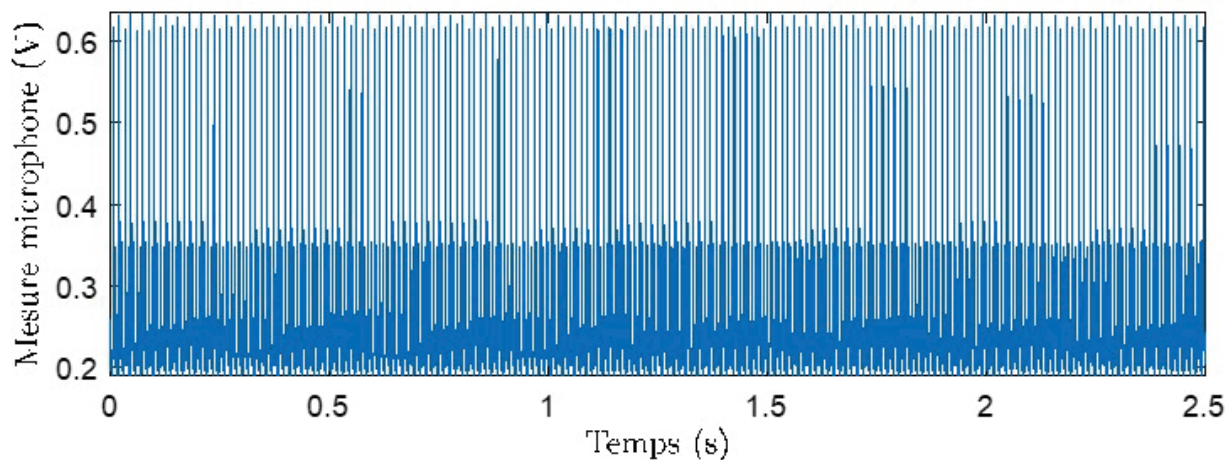


Figure 5.6 Résultats bruts d'une acquisition typique - Microphone (mesure de tension)

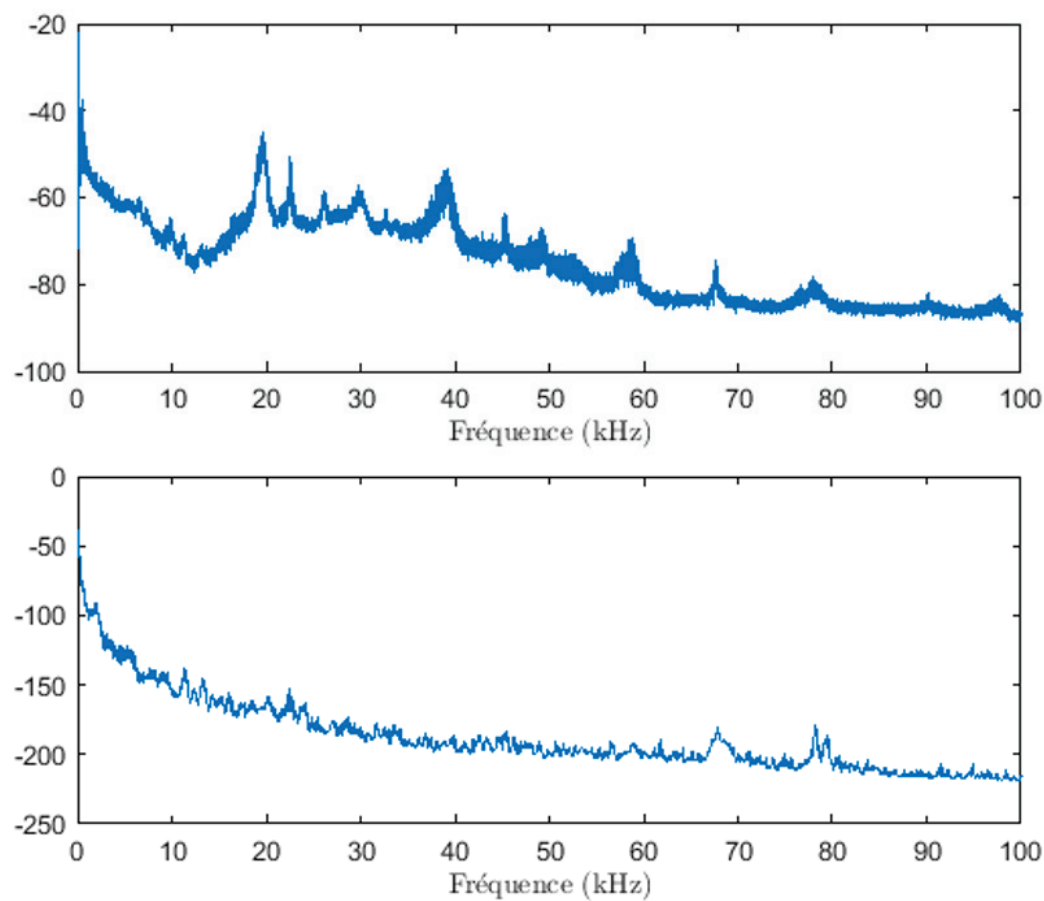


Figure 5.7 Spectre d'une acquisition typique pour le laser (haut) et le capteur IR (bas) en régime permanent

on observe également les deuxièmes harmoniques de ces fréquences autour de 46 kHz et 50 kHz.

Pour ce qui est du spectre des mesures du capteur infrarouge, il est beaucoup moins évident d'en faire l'analyse à partir de ce graphique. Aussi, il est pertinent de représenter à la place l'évolution du spectre du signal infrarouge en fonction de la vitesse de rotation (en RPM). Ainsi, la Figure 5.8 présente la vitesse de rotation et la fréquence mesurée à l'aide du capteur infrarouge. Sachant que cette équation modélise la rotation du moteur à vide, on s'attend en pratique, à avoir une vitesse de rotation légèrement inférieure à la valeur prédite.

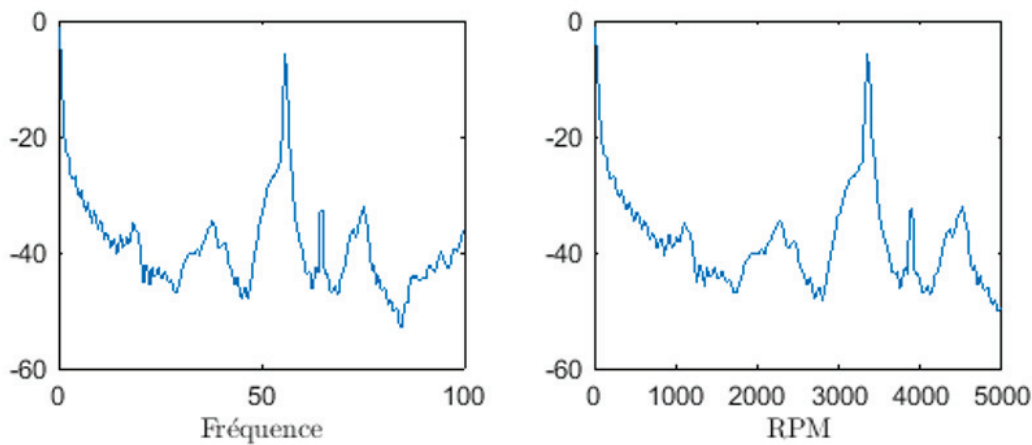


Figure 5.8 Vitesse de rotation et fréquence enregistrée par le capteur infrarouge (axe vertical en unité arbitraire)

À l'aide des données traitées, on trouve que la fréquence dominante du signal IR est de 56,32 Hz, ce qui donne une valeur de 3379 RPM. Sachant que la fréquence dominante (ou fondamentale)  $f_1$  dans le spectre du signal de vitesse est de 19,5 kHz et connaissant le nombre de dent sur la came ( $nb = 350$  dents), on arrive alors à une vitesse de rotation de l'ordre de 3336 RPM, ce qui est cohérent avec les observations faites sur le signal IR.

### Déplacement du suiveur

Afin de valider la dynamique du suiveur, l'amplitude de déplacement est calculée à l'aide des valeurs de vitesse de déplacement mesurées à l'aide du laser. Pour ce faire, une intégration numérique par la méthode de Simpson des valeurs acquises par le laser est faite dans le but d'en extraire la valeur de déplacement maximale. Le résultat de cette opération est présenté à la Figure 5.9 et correspond à la trace temporelle de la position du suiveur. Par contre, il est possible d'extraire la valeur maximum de l'intégration de la vitesse mesurée

pour en sortir l'amplitude de déplacement, soit  $14,37 \mu\text{m}$ . Ce résultat est réaliste puisque la came ayant une amplitude initiale de  $15 \mu\text{m}$  s'érode à mesure que les tests avancent.

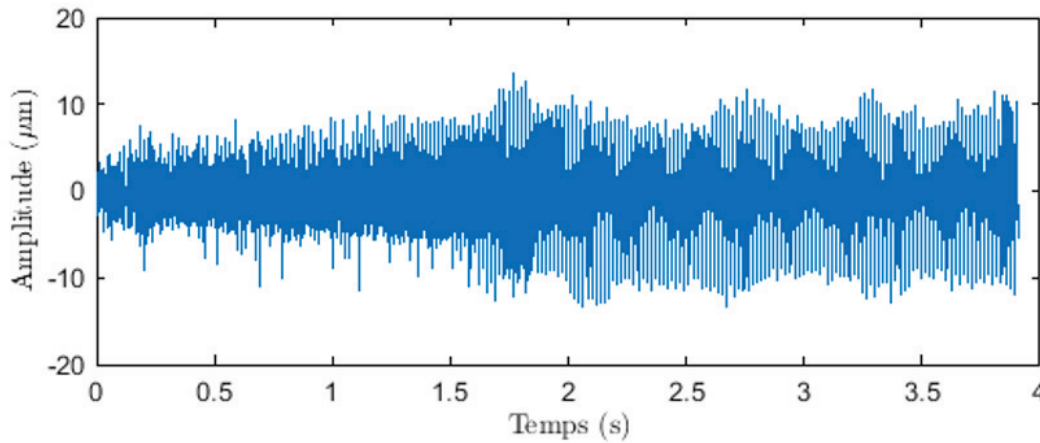


Figure 5.9 Amplitude de déplacement du suiveur

### Pression acoustique

Suite aux validations faites précédemment, les données enregistrées par le microphone sont traitées, analysées et enfin comparées à celles mesurées par le laser. Le traitement de ces données est fait à l'aide de la même méthode présentée précédemment, soit un filtrage des données brutes et une représentation dans le domaine fréquentiel. Les Figures ?? et 5.10 présente les résultats obtenus pour une tension de 10,2 V correspondant à une fréquence fondamentale de 13,2 kHz. Il est à noter qu'une pastille d'aluminium de 25 mm de diamètre est collée sur le suiveur en guise d'élément rayonnant.

Sur le spectre mesuré par le microphone, on voit la fréquence fondamentale du système (cohérente avec la mesure laser), mais on relève aussi un autre évènement qui semble périodique. La Figure 5.11 montre la fréquence fondamentale de cet évènement qui ressort sur différentes acquisitions. Cet évènement est indépendant de la mesure et de la vitesse de rotation du moteur. Il pourrait s'agir d'une résonance mécanique non envisagée (visse, mécanisme de translation, etc.) dans le prototype. Une autre cause envisagée est que cette résonance provient d'un des roulements du moteur, mais puisque ceux-ci ont 7 et 10 billes (les spécifications techniques des roulements ne sont pas disponibles, par contre, le fabricant a fourni ces valeurs), cette hypothèse est écartée. Une autre cause envisagée est qu'un bruit ambiant était audible lors de la prise de mesure, mais vue le nombre et l'amplitude des harmoniques, cette cause est peu probable. Une dernière cause envisager est qu'il s'agit d'une résonance électromagnétique présente dans le système et qui se répercute dans l'acquisition. Aussi, la source de ce bruit ne peut être déterminée avec certitude à l'aide des mesures faites.

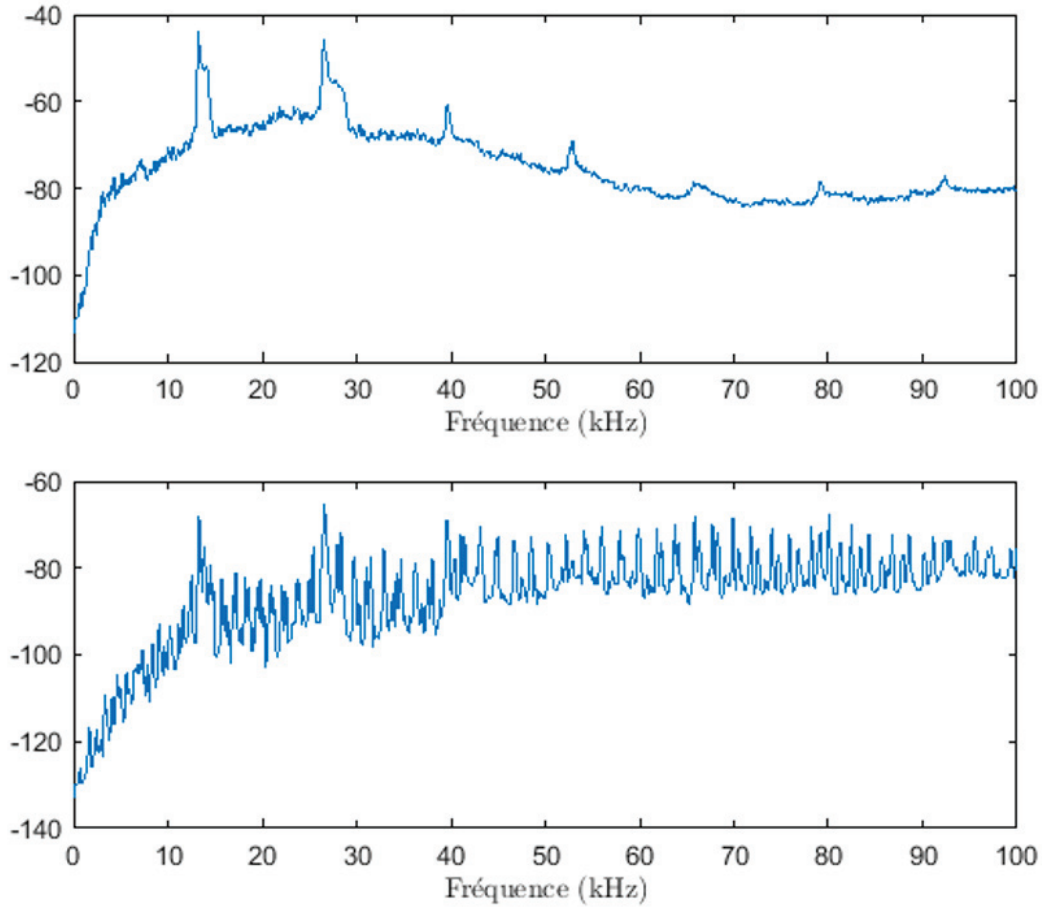


Figure 5.10 Spectre d'une acquisition typique de laser (haut) et de microphone (bas) en régime permanent

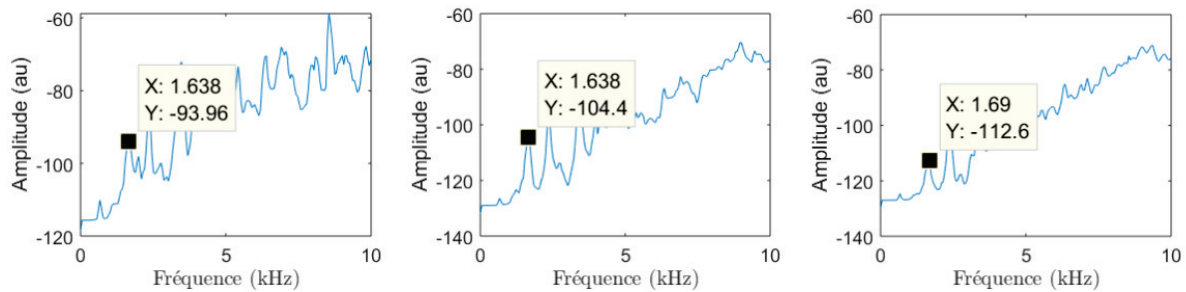


Figure 5.11 Fréquence fondamentale d'un évènement périodique mesuré dans différentes mesures

Connaissant la sensibilité du microphone, qui est de  $s = 0,8 \text{ mV/Pa}$ , il est possible de déterminer la variation de pression maximale  $P_{max}$  du signal mesuré. Ainsi, on trouve que la pression maximale enregistrée est  $P_{max} = 25,45 \text{ Pa}$ . De manière analytique, avec une amplitude de  $15 \text{ }\mu\text{m}$ , une fréquence de  $13,3 \text{ kHz}$ , on trouve que le niveau théorique devrait être de  $121,2 \text{ dB}$ . Dans notre expérience, le calcul nous annonce un niveau sonore de  $119,1$

dB, représentant une erreur absolue en dessous de 2 dB.

### Efficacité et sensibilité

Suite à l'analyse des données acquises par le microphone, il est possible de caractériser la source en termes d'efficacité  $\eta$  et de sensibilité  $s$  dans le but de comparer les valeurs obtenues avec les technologies actuelles. Pour ce, les équations 5.1 et 5.2 sont utilisées [29] :

$$\eta = \frac{P_{ac}}{P_{elec}} \quad (5.1)$$

$$s = 112 + 10 \log(\eta) \quad (5.2)$$

Pour quantifier ces valeurs, la puissance électrique  $P_{elec}$  ainsi que l'intensité acoustique  $I_{ac}$  et la puissance acoustique  $P_{ac}$  doivent être caractérisées à l'aide des équations 3.8 et 3.9. Il est à noter que les valeurs de tension et de courant au moteur sont relevées directement à la source.

Afin de ne pas surévaluer les valeurs d'efficacité et de sensibilité, les valeurs maximales atteintes en régime permanent sont utilisées, soit 14 V et 0,75 A (valeur de courant assez conservatrice puisqu'à certain moment le courant consommé est inférieur à 0,5 A). De cette manière, on établit que pour le jeu de données ayant les meilleurs résultats, la sensibilité est ainsi de  $s = 103$  dB/W @ 0,3 m, soit  $s = 92,5$  dB/W @ 1 m (en supposant un milieu adiabatique) et l'efficacité calculée du dispositif est de  $\eta = 12,6$  % à 0,3 m et  $\eta = 1,13$  % à 1 m, ce qui est tout de même une valeur bien supérieure aux haut-parleurs électrodynamiques (efficacité typique de 0,3 % [29]).

### 5.2.2 Régime transitoire

Ensuite, une analyse en régime transitoire est faite dans le but d'évaluer la bande mesurée. Pour ce faire, la tension aux bornes du moteur est augmentée progressivement sur une plage allant de 0 à 14 V. Par contre, la mesure n'est valide que de 0 à 11 V puisque le suiveur a "décroché" de la came pour la suite de la mesure donc les données sont rejetées.

### Analyse temporelle

Tout comme pour l'analyse en régime permanent, un graphique des données brutes est fait, la Figure 5.12 présente ces graphiques, les données dans le cadre rouge étant les données écartées.

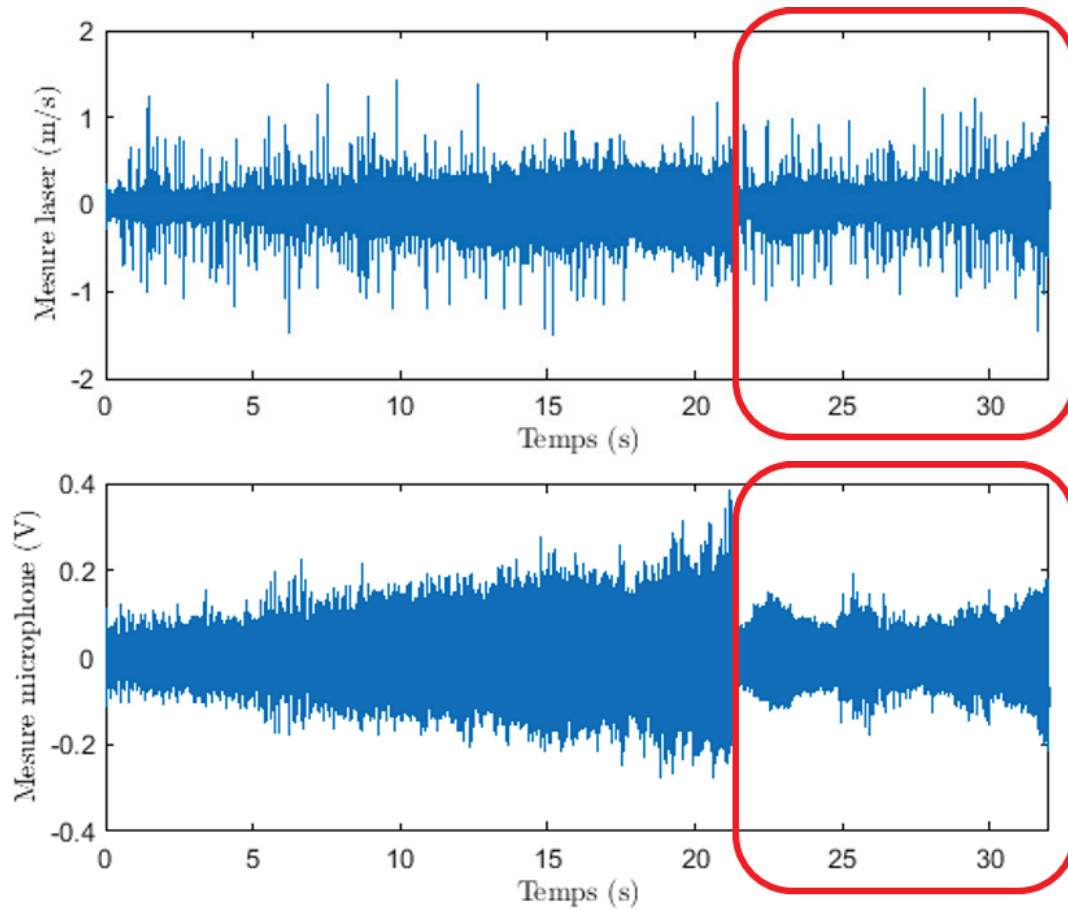


Figure 5.12 Données brutes d’une acquisition en régime transitoire : laser (haut) et microphone (bas)

La théorie indique que plus la fréquence augmente, plus la pression rayonnée est élevée (car proportionnelle à la fréquence), ce qui semble être confirmé par la mesure du microphone. Aussi, tel que mentionné, le suiveur n’a pas été en contact avec la came tout au long de la prise de mesure. Cette constatation est validée par les données acquises par le microphone. En effet, sur la Figure 5.12, on constate une diminution de l’amplitude marquée à partir de  $t \approx 22$  s.

### Analyse fréquentielle

Pour ce faire, la même démarche que l’analyse en régime permanent est réalisée, mais les signaux sont fenêtrés pour  $t < 22$  s. La Figure 5.13 présente les spectres résultants pour le signal de vitesse et la mesure de pression.

Sur ce graphique, on observe que la bande passante de la mesure transitoire semble plus étendue que pour la mesure en régime permanent, ce qui est logique étant donné que la fréquence varie avec la tension appliquée (régime transitoire). Le niveau de pression

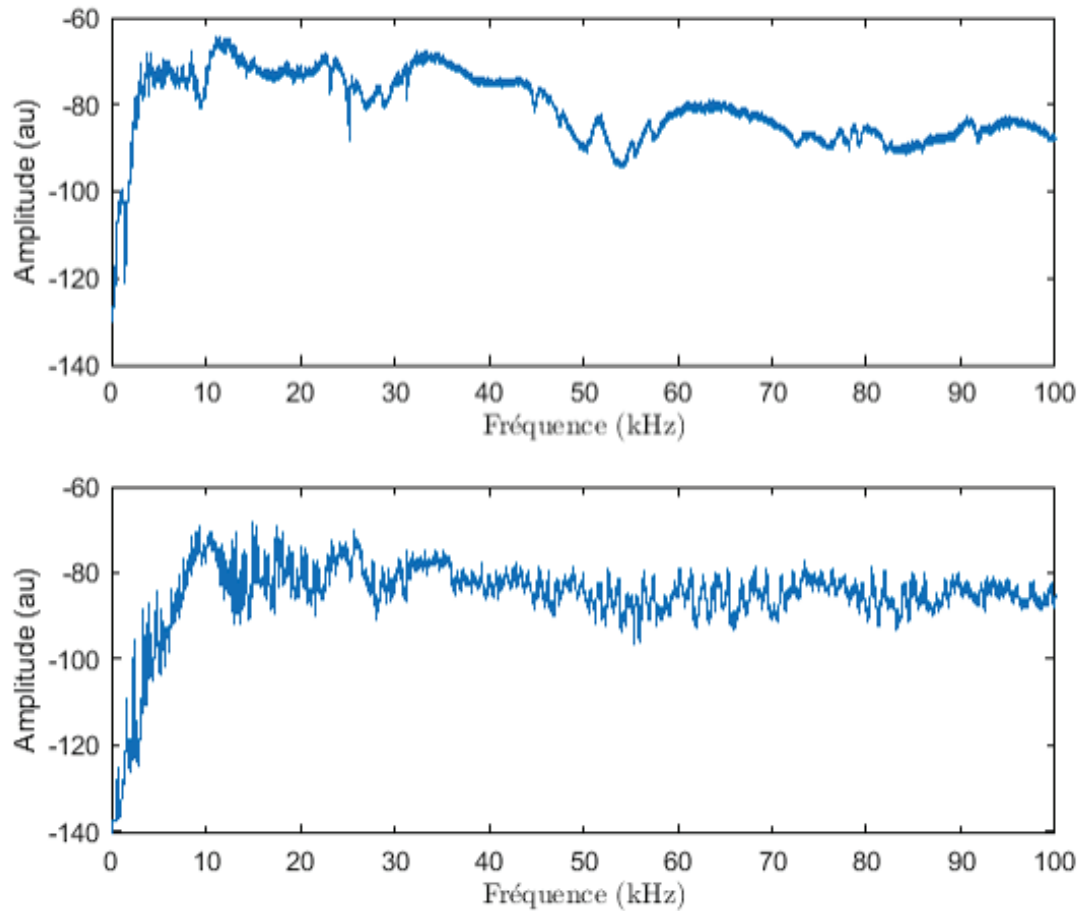


Figure 5.13 Spectre des mesures de vitesse (haut) et de pression (bas)

acoustique le plus élevé mesuré lors de cet essai est de 123,6 dB, sachant que le niveau de pression théorique rayonnée par le suiveur est de 128,4 dB. Cette valeur est supérieure à celle trouvée en régime permanent, mais reste tout de même proche.

### 5.3 Discussion et recommandations

Une caractéristique intéressante à étudier lors de l'analyse des résultats d'un prototype est la répétabilité des mesures. Pour ce, les résultats de plusieurs jeux de données sont comparés afin de voir s'ils sont semblables. La démarche pour arriver aux résultats des différents essais est la même et seul le suiveur est changé entre les différents tests (car les essais sont destructifs après 1 minute environ). Le Tableau 5.1 présente les résultats des métriques d'intérêts pour différents essais expérimentaux et les Figures 5.14 et 5.15 présentent les analyses fréquentielles correspondantes.

Tableau 5.1 Résultats des différentes acquisitions

#	$V$ (V)	$I$ (A)	$f_1$ (kHz)	SPL (dB)	$\eta$ (%)	$s$ (dB/W)
1	11	0.50	13.3	119.0	1.13	92.5
2	11	0.28	9.1	121.3	4.34	98.4
3	15	0.32	17.4	114.1	0.22	85.5
4	10	0.26	9.30	118.0	0.88	91.4

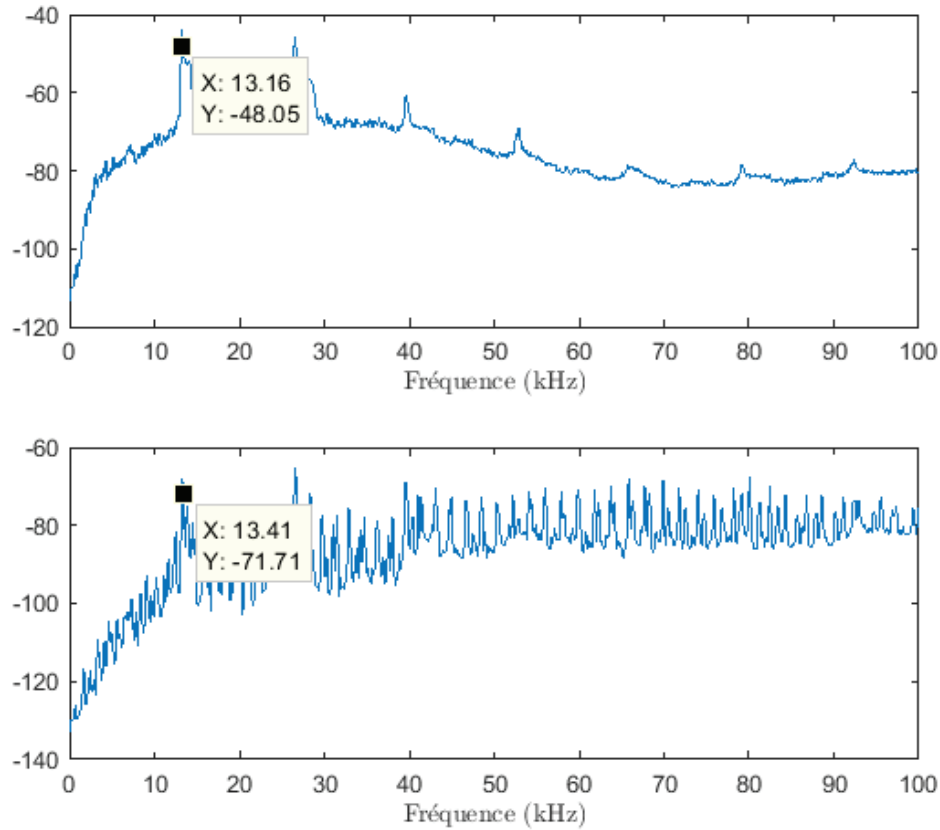


Figure 5.14 Spectre de la mesure 1 en vitesse (haut) et pression (bas)

Aussi, il apparaît que les mesures 1 et 3 sont en accord avec la théorie en termes de SPL et de fréquence ainsi qu'en termes d'efficacité alors que les mesures 2 et 4 donnent d'autres régimes de fonctionnement, dus à une mauvaise installation et/ou dimensionnement du suiveur (seule variable changeante à travers les différents tests).

Cette analyse de répétabilité fait ressortir le manque de robustesse mécanique du concept. Il y a une grande variabilité des résultats que cela soit en termes de fréquence (donc de vitesse de rotation), de puissance consommée (donc de frottement mécanique entre le suiveur et la came).



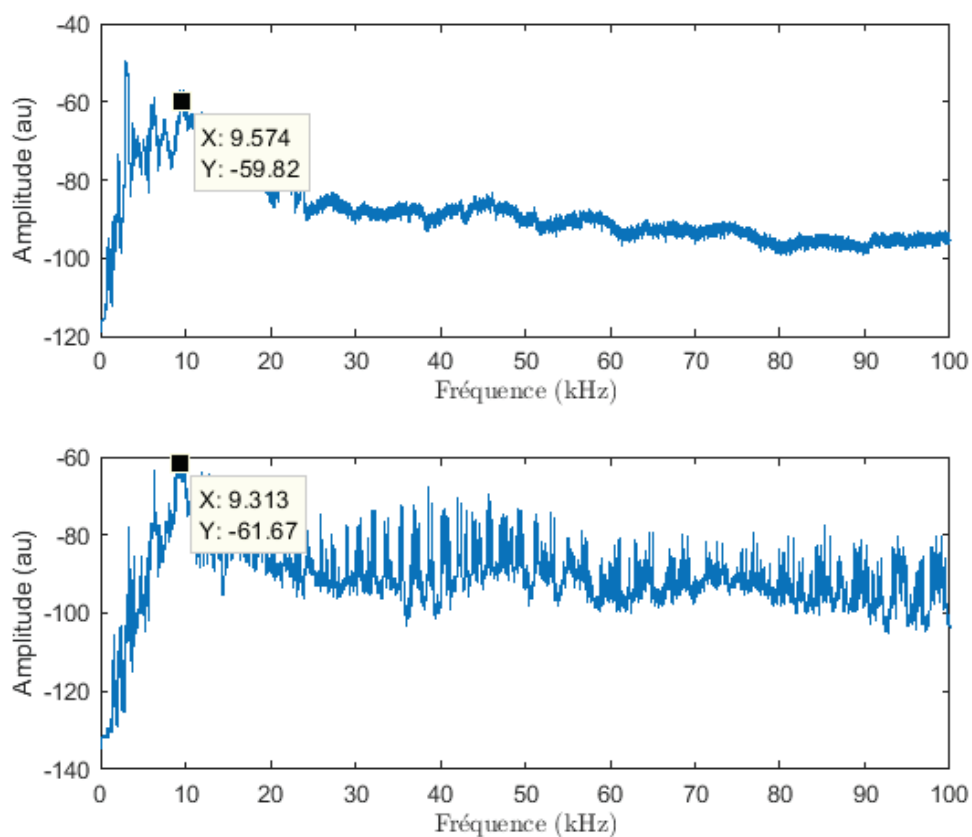


Figure 5.15 Spectre de la mesure 4 en vitesse (haut) et pression (bas)

Malgré cette grande variabilité, les résultats restent encourageants et assez proches des prédictions pour les essais 1 et 3 pour une version initiale d'un concept absent de la littérature.

## 5.4 Discussion des résultats

Le premier constat qui est fait suite à la campagne de mesure est que le modèle représente assez bien le système puisque la fréquence maximale prédite avec les paramètres sélectionnés ( $f = 23$  kHz) est assez près de la valeur typique mesurée (19,5 kHz). L'erreur relative  $e_r = 15,77$  % entre la théorie et la pratique est dû à une sous-évaluation du coefficient de friction entre la came et le point de contact du suiveur. Cela dit, certains essais ont révélé que la bonne installation du suiveur est critique pour garantir une bonne répétabilité.

À l'aide des observations en régime transitoire, on remarque que la pression rayonnée augmente avec la vitesse de rotation du moteur, ce qui est en accord avec les prédictions du modèle. En régime permanent, le niveau de pression acoustique mesuré par le microphone

à une distance de 0,3 m, soit  $SPL = 119,1$  dB, est cohérent avec la mesure prédite par la théorie qui est de 121,2 dB et assez stable avec le temps (variations de l'ordre de 1 dB sur 1 minute). L'erreur relative de 1,78 % est principalement causée par l'hypothèse de piston rigide bafflé.

Ensuite, l'étude se concentre sur l'efficacité et la sensibilité du dispositif à des fins de comparaison avec les équipements actuellement disponible sur le marché sur cette bande passante, typiquement, une sensibilité allant de 82 à 105 dB/1W @ 1 m [7]. Avec les résultats obtenus en régime permanent, on estime une sensibilité de  $s = 92,5$  dB/1W @ 1 m. Pour ce qui est du régime transitoire, on obtient une sensibilité  $s = 99,7$  dB/1W @ 1 m, ce qui se compare favorablement aux technologies de haut-parleurs électrodynamiques, mais est difficilement comparable aux autres technologies piézoélectriques dans le domaine ultrasonore (de l'ordre de 100 dB/1W @ 1 m). Il est à noter que sur chacune des figures présentées dans cette section, une fréquence fondamentale près de 1600 Hz ainsi que plusieurs de ses harmoniques apparaissent dans les acquisitions du microphone. Plusieurs hypothèses sont avancées pour expliquer ce phénomène qui apparaît sur toutes les mesures et qui est indépendant du régime de fonctionnement. Puisqu'aucune résonance mécanique semble responsable de ce bruit omniprésent, l'explication se trouve vraisemblablement au niveau d'une résonance électromagnétique présente dans le circuit.

On remarque que le concept permet d'atteindre les cibles, mais la répétabilité des résultats est plutôt mauvaise et la robustesse de l'ensemble (environ 60 à 100 s avant destruction du suiveur) est insuffisante pour une utilisation pratique. En effet, la robustesse du mécanisme de positionnement du suiveur doit être revue avant d'effectuer d'autres essais expérimentaux. Par contre, en choisissant judicieusement les données analysées, il est possible de faire ressortir des résultats intéressants en termes de niveau de pression rayonnée et de sensibilité du dispositif. La meilleure sensibilité rencontrée dans l'analyse des résultats est de  $s = 99,7$  dB/1W @ 1 m et le niveau de pression maximal mesuré est de 121 dB (à 0,3 m), ce qui est encourageant pour une première version d'un projet de développement technologique. De plus, les mesures démontrent qu'avec le système actuel, il est possible de couvrir la bande audible complètement.

Enfin, pour atteindre les requis initiaux en termes de niveau de pression ( $> 140$  dB) et de bande passante (25 à 75 kHz) en supposant que les diamètres de la surface rayonnante et de la came reste les mêmes, on trouve à l'aide de l'équation 3.16 que la came doit avoir 1285 dents d'une amplitude d'environ  $35 \mu\text{m}$  (équation 4.1 et 4.2). Avec ces paramètres utilisés comme intrant dans le modèle, on trouve que la force maximale entre le suiveur et la came est d'environ 3 kN pour une fréquence de 25 kHz et supérieure à 20 kN pour une

fréquence de 75 kHz. Ces valeurs ont été déterminées en faisant varier le voltage dans le même modèle que celui présenté au la section 4.3.1 en remplaçant les valeurs de  $nb$  et de  $M$  par celles présentées au début de ce paragraphe. Sachant que les efforts étaient déjà à la limite de ce que les matériaux standards peuvent encaisser pour une force de 70 N, il est clair que d'autres pistes doivent être explorées afin d'avoir un concept viable.

---



# Chapitre 6

Enfin, suite aux résultats obtenus, la conclusion de ce document est présentée suite à quoi certaines recommandations pour la suite des travaux sont faites.

## 6.1 Conclusion

Pour conclure ce document, une synthèse des travaux réalisés est faite dans le but de répondre aux questions précédemment posées. Suite à la recherche bibliographique et à la sélection d'un concept novateur, soit le mécanisme axial à rainure externe, un modèle mathématique représentant la physique du système est proposé dans le but de prédire les métriques d'intérêt, soit le courant consommé, la force de contact et la vitesse de rotation du moteur et l'amplitude de vibration du suiveur.

L'analyse de la résistance et des fréquences de résonances du suiveur a été réalisée par Éléments Finis, ce qui permet de prédire une fréquence de résonance du premier mode autour de 26,5 kHz. Cette fréquence se trouve en dessous de la fréquence de fonctionnement prédite par le modèle, soit 23,1 kHz,. Aussi, selon l'étude de la résistance, on trouve une contrainte maximale de 750 MPa, ce qui permet de conclure que le suiveur est en mesure de résister aux contraintes locales en régime permanent, mais sur une courte période de temps.

Suite à la fabrication et l'instrumentation du prototype, une validation expérimentale a été réalisée. Les métriques extraites sont la vitesse de déplacement du suiveur, acquise à l'aide d'un vibromètre laser, la vitesse de rotation de la came réalisée à l'aide d'un capteur infrarouge ainsi que la pression acoustique rayonnée par le système avec élément rayonnant à l'aide d'un microphone à large bande.

La validation expérimentale a permis de relever une faiblesse importante du système, soit son manque de robustesse. En effet, plusieurs essais ont permis de montrer que la mesure faite n'offre pas une bonne répétabilité. Pour ce qui est des performances globales, les résultats mesurés sont encourageants avec des niveaux sonores de l'ordre de 120 dB à 1 m.

De par ces résultats, il est possible de comparer les performances de ce nouveau type d'actionneur acoustique obtenues lors des acquisitions de meilleure qualité. Aussi, dans les conditions actuelles, une sensibilité  $s = 92,5$  dB/W à 1 m et une efficacité de  $\eta = 1,13$  %

en régime permanent et une sensibilité  $s = 99,7$  dB/W à 1 m et une efficacité  $\eta = 5,9$  % en régime transitoire ont été observées.

Ces travaux ont permis de démontrer que le concept proposé dans ces travaux est en mesure d'obtenir des résultats très encourageants pour une suite des travaux. Il est donc permis de croire qu'avec un prototype optimisé il est possible d'atteindre les objectifs initiaux du projet, soit un actionneur ultrasonore permettant de rayonner de fort niveau de pression ( $>140$  dB) sur une bande passante allant de 25 à 75 kHz.

Enfin, ces travaux ouvrent de nombreuses portes à de nouveaux dispositifs de plus en plus performants tout en étant indépendants de la géométrie et de la fréquence de résonance de certaines pièces. Ultimement, la miniaturisation constante des technologies pourra permettre de faire des actionneurs basés sur le principe du mécanisme axial à rainure externe de plus en plus compacte et robuste.

## 6.2 Recommandation pour la suite des travaux

Afin d'aller plus loin, il est pertinent de relever les faiblesses du prototype afin d'avoir une version ultérieure du concept EAG plus performante que celle-ci. La première constatation suite à l'analyse des mesures est que le concept est fonctionnel et que même avec une version peu optimisée, il est possible d'obtenir de bons résultats, ce qui est encourageant pour la suite. Une optimisation de la mécanique du point de contact (contact avec roulement ou lubrification par exemple) pourrait rendre le concept significativement plus performant.

Ensuite, les résultats démontrent que le modèle proposé ne représente pas parfaitement la réalité. En effet, la valeur du coefficient de friction entre la came et le suiveur semble trop faible. Pour ajuster le modèle, il serait pertinent de déterminer une valeur de coefficient rendant la théorie et la pratique cohérente, une autre solution pourrait être d'investiguer plus en profondeur les modèles de frottement dans le domaine ultrasonore et d'en choisir un plus adapté, quoique le modèle de frottement sec semble bien modéliser la réalité en régime permanent.

De cette sous-évaluation des efforts de frottement découlent plusieurs conséquences. En pratique, on remarque que les paramètres de la came auraient pu être différents (par exemple, réduction du rayon pour se conformer au requis initial de faible volume du dispositif et augmentation de l'amplitude de la trajectoire et/ou du nombre de dents pour avoir un effet sur le champs de pression ainsi que la fréquence rayonnée). Avec un modèle ajusté, une optimisation du concept pourra être faite.

---

En ce qui concerne le suiveur, sa masse pourrait être quelque peu augmentée, ce qui permettrait de faire un prototype en matériaux ayant de meilleures propriétés mécaniques (augmentation de la résistance des matériaux et meilleures propriétés tribologiques) que l'ONYX. Aussi, il pourrait être intéressant d'étudier la possibilité de concevoir un roulement intégré au suiveur comme point de contact entre ce dernier et la came (concept semblable à celui du stylo à bille). Un autre point critique concernant le suiveur a été relevé durant la campagne de mesure, l'alignement de ce dernier sur la came est crucial. En effet, lorsque le suiveur n'est pas positionné de façon quasi parfaite sur la came, le moteur n'est pas en mesure de fournir le couple nécessaire pour démarrer le système puisque le suiveur "mord" dans la came. En ayant une structure de support et de positionnement du suiveur optimisée, cette problématique pourrait être écartée et le courant consommé s'en trouverait diminué augmentant ainsi l'efficacité du dispositif. Un concept de structure de support plus robuste permettrait aussi d'avoir une certaine répétabilité des résultats, car, avec ce prototype, il apparaît clairement que les résultats sont assez variables d'une mesure à l'autre.

Enfin, dans le but d'avoir un concept ayant une durée de vie supérieure à quelques essais expérimentaux, une étude approfondie des matériaux à utiliser pourrait être faite. Comme mentionné dans ces travaux, la possibilité d'utiliser des matériaux comme les alliages de carbure et le diamant synthétique a été étudiée, mais abandonnée dans le but de respecter les échéances posées. Par contre, il pourrait être pertinent de fabriquer un prototype utilisant ce type de matériaux, car les propriétés mécaniques en termes de résistance et de frottement de ceux-ci s'avèrent très intéressantes dans le cadre de cette application (le coefficient de friction entre diamant et acier peut être inférieur à  $\mu = 0,05$  et la limite à la rupture des matériaux tels que le diamant synthétique peut atteindre 5 GPa [6]).

---





# Annexe A

## Code Matlab et Motion Genesis permettant la résolution

La première étape de la résolution consiste à modéliser le système, ce qui est fait à l'aide du logiciel Motion Genesis. Le code utilisé est le suivant.

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%      External Axial Groove Modeling (Bottom contact)      %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% -----
% -----
% NOTES
% -----

% -----
% Physical Object
% -----
% Body A : Came and shaft
% Body B : Follower
% Frame N : Newtonian frame (fix)
% -----
% Symbols and definitions
% -----

% -----
% Physical objects
% -----
NewtonianFrame N
RigidBody A, B
RigidFrame C
Point AB(A), BA(B)
% -----
% Mathematical declarations
% -----
Constant Rc, M, nb, bv, Le, Ue, Re, kt, mu
Variable qA'', Ie'
Variable FN_AB, Ff_AB
Specified Tm = kt*Ie'
Specified yB'', yC'', qB'', qC''
SetDt( yC = M*sin(qA*nb) )
SetDt( yB = yC )
SetDt( qB = 0 )
SetDt( qC = atan(D(yC,qA)/Rc) )

% -----
% Mass and inertia properties
% -----
```

```

A.SetMassInertia( mA, IAx, IAy = 0.00233098537, IAzz )
B.SetMassInertia( mB = 0.02 kg, IBxx = 0 kg*m^2, IByy = 0 kg*m^2, IBzz = 0 kg*m^2 )
% -----
% Rotational kinematics
% -----
A.RotateY( N, -qA )
B.RotateX( N, qB )
C.RotateX( N, qC )
% -----
% Translational kinematics
% -----
Acm.Translate( No, 0*Nx> + 0*Ny> + 0*Nz> )
Co.Translate( Acm, Rc*Nx> + yC*Ny> )
AB.Translate( Co, 0*Ny> )
Bcm.Translate( No, Rc*Nx> + yB*Ny> )
BA.Translate( Bcm, 0*Ny> )
% -----
% Motion constraints
% -----
% -----
% Forces and torques on A
% -----
AB.AddForce( BA, -Ff_AB*Cz> - FN_AB*Cy> )
A.AddTorque(N,-Tm*Ny>)
% -----
% Motion equations
% -----
Eqn[1] = dot( B.GetDynamics(), Ny> )
Eqn[2] = dot( A.GetDynamics(Acm), Ny> )
Eqn[3] = Le*Ie' + Re*Ie + kt*qA' - Ue

Ff_AB = mu*FN_AB

solve( Eqn, qA'', Ie', FN_AB )
% -----
% Inputs values
% -----
Input Rc = 0.1 m, M = 150e-06 m, nb = 200
Input bv = 0.001 N*m*s/rad, mu = 0.075
Input Le = 0.75e-03, Ue = 24, Re = 0.41, kt = 55.9e-03
Input qA = 0 rad, qA' = 0 RPM
Input Ie = 0
Input tfinal = 2.5 sec, tstep = 5e-04 sec, absError = 1e-06, relError = 1e-09
Output t, yC, qA, qA', qC, Ie, FN_AB
OutputPlot t, qA' RPM
OutputPlot t, FN_AB
OutputPlot t, Ff_AB
OutputPlot t, Ie
OutputPlot t, yB
Code ode() EAG_TOP.m

```

Ensuite, à l'aide du code MatLab suivant, le système est résolu numériquement à l'aide du solveur Runge-Kutta ODE45. Les valeurs peuvent par la suite être traitées pour en sortir les métriques d'intérêts.

```

1 function [t,VAR,Output] = EAG_TOP
2 %=====
3
4 % File: EAG_TOP.m created Sep 13 2019 by MotionGenesis 5.9.
5 % Portions copyright (c) 2009–2019 Motion Genesis LLC. Rights reserved.
6 % MotionGenesis Get Started (Home) Licensee: Sherbrooke University. (until
   January 2020).
7 % Paid-up MotionGenesis Get Started (Home) licensees are granted the right
8 % to distribute this code for legal student-academic (non-professional)
   purposes only,
9 % provided this copyright notice appears in all copies and distributions.
10 %=====
11
12 % The software is provided "as is", without warranty of any kind, express or
13 % implied, including but not limited to the warranties of merchantability or
14 % fitness for a particular purpose. In no event shall the authors,
   contributors,
15 % or copyright holders be liable for any claim, damages or other liability,
16 % whether in an action of contract, tort, or otherwise, arising from, out of
   , or
17 % in connection with the software or the use or other dealings in the
   software.
18 %=====
19 % %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
20
21 % %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
22 %=====
23 eventDetectedByIntegratorTerminate1OrContinue0 = [];
24 IAyy=0; FN_AB=0; IeDt=0; qADDt=0; qC=0; Tm=0; yB=0; yC=0;
25
26
27 %-----|-----|
28 % Quantity      | Description      | Value      | Units
29 %-----|-----|
30 kt              |                  | = 38.5e-3;
31 Le              |                  | = 0.072e-03;
32 M               |                  | = 15e-06;
33 mB              |                  | = 0.2e-3;
34 mu              |                  | = 0.15;
35 nb              |                  | = 350;
36 Rc              |                  | = 0.1;
37 Re              |                  | = 0.103;
38 Ue              |                  | = 16;
39 Ie              |                  | = 0;
40 qA              |                  | = 0;
41 qADt            |                  | = 3000;
42
43 tInitial        |                  | = 0.0;
44 tFinal          |                  | = 2;

```

---

```

45 tStep = 1e-05;
46 printIntScreen = 1;
47 printIntFile = 1;
48 absError = 1e-06;
49 relError = 1e-09;
50 %=====|=====
51
52 % Unit conversions. UnitSystem: kilogram, meter, second.
53 DEGtoRAD = pi / 180.0;
54 RADtoDEG = 180.0 / pi;
55 qADt = qADt * 0.1047197551196598; % Converted from
    RPM
56
57 % Evaluate constants
58 IAyy = 0.00233098537;
59
60
61 VAR = SetMatrixFromNamedQuantities;
62 [t,VAR,Output] = IntegrateForwardOrBackward( tInitial, tFinal, tStep,
    absError, relError, VAR, printIntScreen, printIntFile );
63 OutputToScreenOrFile( [], 0, 0 ); % Close output files.
64 PlotOutputFiles;
65
66
67 %=====
68 function sys = mdlDerivatives( t, VAR, uSimulink )
69 %=====
70 SetNamedQuantitiesFromMatrix( VAR );
71 IeDt = (Ue-Re*Ie-kt*qADt)/Le;
72
73 % Quantities previously specified in MotionGenesis.
74 Tm = kt*Ie;
75 yC = M*sin(nb*qA);
76 yB = yC;
77 qC = atan(M*nb*cos(nb*qA)/Rc);
78
79 qADDt = (Tm*(cos(qC)-mu*sin(qC))+mB*M*Rc*nb^2*(sin(qC)+mu*cos(qC))*sin(nb*qA
    )*qADt^2)/(IAyy*(cos(qC)-mu*sin(qC))+mB*M*nb*Rc*(sin( ...
80 qC)+mu*cos(qC))*cos(nb*qA));
81
82 sys = transpose( SetMatrixOfDerivativesPriorToIntegrationStep );
83 end
84
85
86
87 %=====
88 function VAR = SetMatrixFromNamedQuantities
89 %=====
90 VAR = zeros( 1, 3 );
91 VAR(1) = Ie;
92 VAR(2) = qA;
93 VAR(3) = qADt;
94 end
95

```

---

---

```

96
97 %=====
98 function SetNamedQuantitiesFromMatrix( VAR )
99 %=====
100 Ie = VAR(1);
101 qA = VAR(2);
102 qADt = VAR(3);
103 end
104
105
106 %=====
107 function VARp = SetMatrixOfDerivativesPriorToIntegrationStep
108 %=====
109 VARp = zeros( 1, 3 );
110 VARp(1) = IeDt;
111 VARp(2) = qADt;
112 VARp(3) = qADDt;
113 end
114
115
116
117 %=====
118 function Output = mdlOutputs( t, VAR, uSimulink )
119 %=====
120 FN_AB = mB*M*nb*(Tm*cos(nb*qA)-IAyy*nb*sin(nb*qA)*qADt^2)/(IAyy*(cos(qC)-mu*
    sin(qC))+mB*M*nb*Rc*(sin(qC)+mu*cos(qC))*cos(nb*qA));
121
122 Output = zeros( 1, 15 );
123 Output(1) = t;
124 Output(2) = yC;
125 Output(3) = qA;
126 Output(4) = qADt*9.549296585513721;
127 Output(5) = qC;
128 Output(6) = Ie;
129 Output(7) = FN_AB;
130
131 Output(8) = t;
132 Output(9) = qADt*9.549296585513721; % Converted to RPM
133
134 Output(10) = t;
135 Output(11) = FN_AB;
136
137 Output(12) = t;
138 Output(13) = Ie;
139
140 Output(14) = t;
141 Output(15) = yB;
142 end
143
144
145 %=====
146 function OutputToScreenOrFile( Output, shouldPrintToScreen,
    shouldPrintToFile )
147 %=====

```

---

---

```

148 persistent FileIdentifier hasHeaderInformationBeenWritten;
149
150 if( isempty(Output) ),
151     if( ~isempty(FileIdentifier) ),
152         for( i = 1 : 5 ), fclose( FileIdentifier(i) ); end
153         clear FileIdentifier;
154         fprintf( 1, '\n Output is in the files EAG_TOP.i (i=1, ..., 5)\n\n' )
155     ;
156     end
157     clear hasHeaderInformationBeenWritten;
158     return;
159 end
160 if( isempty(hasHeaderInformationBeenWritten) ),
161     if( shouldPrintToScreen ),
162         fprintf( 1, '%%          t          yC          qA
163                    qA ',          qC          Ie          FN_AB\n'
164                    );
165         fprintf( 1, '%%          (second)          (UNITS)          (rad)
166                    (RPM)          (UNITS)          (UNITS)          (UNITS)\n\n'
167                    );
168     end
169     if( shouldPrintToFile && isempty(FileIdentifier) ),
170         FileIdentifier = zeros( 1, 5 );
171         FileIdentifier(1) = fopen( 'EAG_TOP.1', 'wt' ); if( FileIdentifier(1)
172             == -1 ), error( 'Error: unable to open file EAG_TOP.1' ); end
173         fprintf( FileIdentifier(1), '%% FILE: EAG_TOP.1\n%%\n' );
174         fprintf( FileIdentifier(1), '%%          t          yC          qA
175                    qA ',          qC          Ie          FN_AB\n'
176                    );
177         fprintf( FileIdentifier(1), '%%          (second)          (UNITS)          (rad)
178                    (RPM)          (UNITS)          (UNITS)          (UNITS)\n\n'
179                    );
180         FileIdentifier(2) = fopen( 'EAG_TOP.2', 'wt' ); if( FileIdentifier(2)
181             == -1 ), error( 'Error: unable to open file EAG_TOP.2' ); end
182         fprintf( FileIdentifier(2), '%% FILE: EAG_TOP.2\n%%\n' );
183         fprintf( FileIdentifier(2), '%%          t          qA '\n' );
184         fprintf( FileIdentifier(2), '%%          (second)          (RPM)\n\n' );
185         FileIdentifier(3) = fopen( 'EAG_TOP.3', 'wt' ); if( FileIdentifier(3)
186             == -1 ), error( 'Error: unable to open file EAG_TOP.3' ); end
187         fprintf( FileIdentifier(3), '%% FILE: EAG_TOP.3\n%%\n' );
188         fprintf( FileIdentifier(3), '%%          t          FN_AB\n' );
189         fprintf( FileIdentifier(3), '%%          (second)          (UNITS)\n\n' );
190         FileIdentifier(4) = fopen( 'EAG_TOP.4', 'wt' ); if( FileIdentifier(4)
191             == -1 ), error( 'Error: unable to open file EAG_TOP.4' ); end
192         fprintf( FileIdentifier(4), '%% FILE: EAG_TOP.4\n%%\n' );
193         fprintf( FileIdentifier(4), '%%          t          Ie\n' );
194         fprintf( FileIdentifier(4), '%%          (second)          (UNITS)\n\n' );
195         FileIdentifier(5) = fopen( 'EAG_TOP.5', 'wt' ); if( FileIdentifier(5)
196             == -1 ), error( 'Error: unable to open file EAG_TOP.5' ); end
197         fprintf( FileIdentifier(5), '%% FILE: EAG_TOP.5\n%%\n' );
198         fprintf( FileIdentifier(5), '%%          t          yB\n' );
199         fprintf( FileIdentifier(5), '%%          (second)          (UNITS)\n\n' );
200     end

```

---

---

```

188     hasHeaderInformationBeenWritten = 1;
189 end
190
191 if( shouldPrintToScreen ), WriteNumericalData( 1,           Output
192     (1:7) ); end
193 if( shouldPrintToFile ),   WriteNumericalData( FileIdentifier(1), Output
194     (1:7) ); end
195 if( shouldPrintToFile ),   WriteNumericalData( FileIdentifier(2), Output
196     (8:9) ); end
197 if( shouldPrintToFile ),   WriteNumericalData( FileIdentifier(3), Output
198     (10:11) ); end
199 if( shouldPrintToFile ),   WriteNumericalData( FileIdentifier(4), Output
200     (12:13) ); end
201 if( shouldPrintToFile ),   WriteNumericalData( FileIdentifier(5), Output
202     (14:15) ); end
203 end
204
205
206 %=====
207 function WriteNumericalData( fileIdentifier , Output )
208 %=====
209 numberOfOutputQuantities = length( Output );
210 if( numberOfOutputQuantities > 0 ),
211     for( i = 1 : numberOfOutputQuantities ),
212         fprintf( fileIdentifier , ' %-14.6E' , Output(i) );
213     end
214     fprintf( fileIdentifier , '\n' );
215 end
216 end
217
218
219 %=====
220 function PlotOutputFiles
221 %=====
222 if( printIntFile == 0 ), return; end
223
224 figure;
225 data = load( 'EAG_TOP.2' );
226 plot( data(:,1),data(:,2), '-b', 'LineWidth',3 );
227 legend( 'qA' ' (RPM)' );
228 xlabel( 't (second)' ); ylabel( 'qA' ' (RPM)' ); % title('Some plot title');
229 clear data;
230
231 figure;
232 data = load( 'EAG_TOP.3' );
233 plot( data(:,1),data(:,2), '-b', 'LineWidth',3 );
234 legend( 'FN_AB' );
235 xlabel( 't (second)' ); ylabel( 'FN_AB' ); % title('Some plot title');
236 clear data;
237
238 figure;
239 data = load( 'EAG_TOP.4' );
240 plot( data(:,1),data(:,2), '-b', 'LineWidth',3 );

```

---

---

```

236 legend( 'Ie' );
237 xlabel('t (second)'); ylabel('Ie '); % title('Some plot title ');
238 clear data;
239
240 figure;
241 data = load( 'EAG_TOP.5' );
242 plot( data(:,1),data(:,2),'-b', 'LineWidth',3 );
243 legend( 'yB' );
244 xlabel('t (second)'); ylabel('yB '); % title('Some plot title ');
245 clear data;
246 end
247
248
249 %=====
250 function [functionsToEvaluateForEvent ,
           eventTerminatesIntegration1Otherwise0ToContinue ,
           eventDirection_AscendingIs1_CrossingIs0_DescendingIsNegative1] =
           EventDetection( t, VAR, uSimulink )
251 %=====
252
253 functionsToEvaluateForEvent = [];
254 eventTerminatesIntegration1Otherwise0ToContinue = [];
255 eventDirection_AscendingIs1_CrossingIs0_DescendingIsNegative1 = [];
256 eventDetectedByIntegratorTerminate1OrContinue0 =
           eventTerminatesIntegration1Otherwise0ToContinue;
257 end
258
259
260 %=====
261
262 function [isIntegrationFinished , VAR] = EventDetectedByIntegrator( t, VAR,
           nIndexOfEvents )
263 %=====
264
265 isIntegrationFinished = eventDetectedByIntegratorTerminate1OrContinue0(
           nIndexOfEvents );
266 if( ~isIntegrationFinished ),
267     SetNamedQuantitiesFromMatrix( VAR );
268 % Put code here to modify how integration continues.
269 VAR = SetMatrixFromNamedQuantities;
270 end
271 end
272
273
274
275 %=====
276
277 function [t,VAR,Output] = IntegrateForwardOrBackward( tInitial , tFinal ,
           tStep , absError , relError , VAR, printIntScreen , printIntFile )
278 %=====
279
280 OdeMatlabOptions = odeset( 'RelTol',relError , 'AbsTol',absError , 'MaxStep',
           tStep , 'Events',@EventDetection );

```

---



---

```

281 t = tInitial;                epsilonT = 0.001*tStep;
    tFinalMinusEpsilonT = tFinal - epsilonT;
282 printCounterScreen = 0;      integrateForward = tFinal >= tInitial;
    tAtEndOfIntegrationStep = t + tStep;
283 printCounterFile = 0;        isIntegrationFinished = 0;
284 mdlDerivatives( t, VAR, 0 );
285 while 1,
286     if( (integrateForward && t >= tFinalMinusEpsilonT) || (~integrateForward
        && t <= tFinalMinusEpsilonT) ), isIntegrationFinished = 1; end
287     shouldPrintToScreen = printIntScreen && ( isIntegrationFinished ||
        printCounterScreen <= 0.01 );
288     shouldPrintToFile = printIntFile && ( isIntegrationFinished ||
        printCounterFile <= 0.01 );
289     if( isIntegrationFinished || shouldPrintToScreen || shouldPrintToFile ),
290         Output = mdlOutputs( t, VAR, 0 );
291         OutputToScreenOrFile( Output, shouldPrintToScreen, shouldPrintToFile )
        ;
292         if( isIntegrationFinished ), break; end
293         if( shouldPrintToScreen ), printCounterScreen = printIntScreen; end
294         if( shouldPrintToFile ), printCounterFile = printIntFile; end
295     end
296     [TimeOdeArray, VarOdeArray, timeEventOccurredInIntegrationStep,
        nStatesArraysAtEvent, nIndexOfEvents] = ode45( @mdlDerivatives, [t
        tAtEndOfIntegrationStep], VAR, OdeMatlabOptions, 0 );
297     if( isempty( timeEventOccurredInIntegrationStep ) ),
298         lastIndex = length( TimeOdeArray );
299         t = TimeOdeArray( lastIndex );
300         VAR = VarOdeArray( lastIndex, : );
301         printCounterScreen = printCounterScreen - 1;
302         printCounterFile = printCounterFile - 1;
303         if( abs(tAtEndOfIntegrationStep - t) >= abs(epsilonT) ), warning('
            numerical integration failed'); break; end
304         tAtEndOfIntegrationStep = t + tStep;
305         if( (integrateForward && tAtEndOfIntegrationStep > tFinal) || (~
            integrateForward && tAtEndOfIntegrationStep < tFinal) )
            tAtEndOfIntegrationStep = tFinal; end
306     else
307         t = timeEventOccurredInIntegrationStep( 1 ); % time at firstEvent
            = 1 during this integration step.
308         VAR = nStatesArraysAtEvent( 1, : ); % state at firstEvent
            = 1 during this integration step.
309         printCounterScreen = 0;
310         printCounterFile = 0;
311         [isIntegrationFinished, VAR] = EventDetectedByIntegrator( t, VAR,
            nIndexOfEvents(1) );
312     end
313 end
314 end
315
316
317 %=====
318 end % End of function EAG_TOP
319 %=====

```

---



## Annexe B

### Paramètres des analyses par éléments finis

La première analyse présentée est celle des fréquences propres du suiveur, suivie par l'analyse fréquentielle de la répartition des contraintes. Les Figures B.1 à B.6 présentent les différents paramètres de simulation.

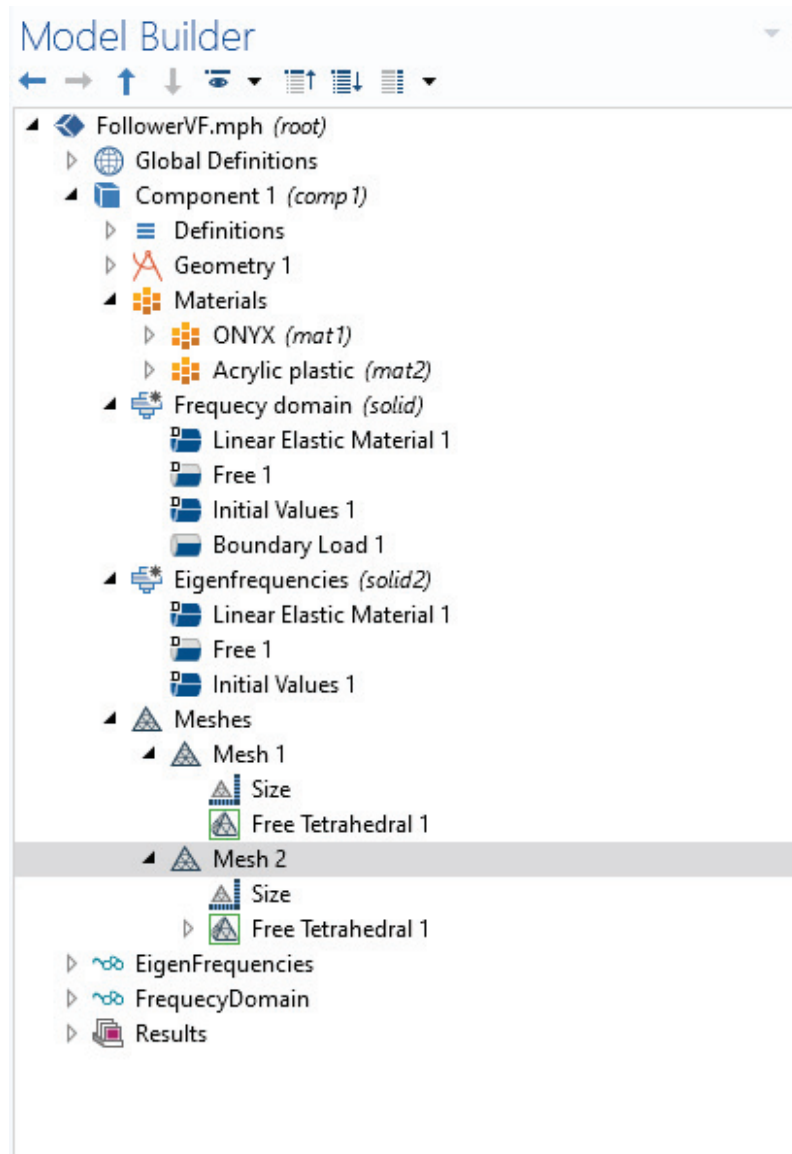


Figure B.1 *Model Builder* des simulations faites

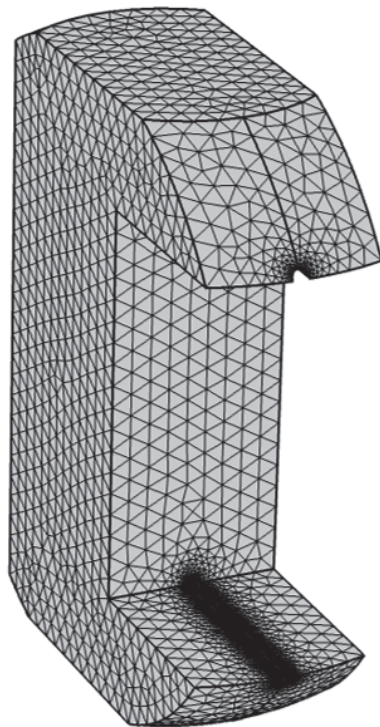


Figure B.2 Maillage utilisé pour l'analyse modale

**Settings**

**Eigenfrequency**

Compute Update Solution

Label: Eigenfrequency

▼ Study Settings

Eigenfrequency search method: Manual

Desired number of eigenfrequencies: ☒ 15

Unit: Hz

Search for eigenfrequencies around: ☒ 1[Hz] Hz

Eigenfrequency search method around shift: Closest in absolute value

Use real symmetric eigenvalue solver: Automatic

☐ Real symmetric eigenvalue solver consistency check

☐ Include geometric nonlinearity

▼ Physics and Variables Selection

☐ Modify model configuration for study step

»	Physics interface	Solve for	Discretization
	Frequency domain (solid)	<input type="checkbox"/>	Physics settings
	Eigenfrequencies (solid2)	<input checked="" type="checkbox"/>	Physics settings

▷ Values of Dependent Variables

▼ Mesh Selection

»	Geometry	Mesh
	Geometry 1	Mesh 2

▷ Adaptation and Error Estimates

▷ Study Extensions

Figure B.3 Paramètres de l'étude des fréquences propres

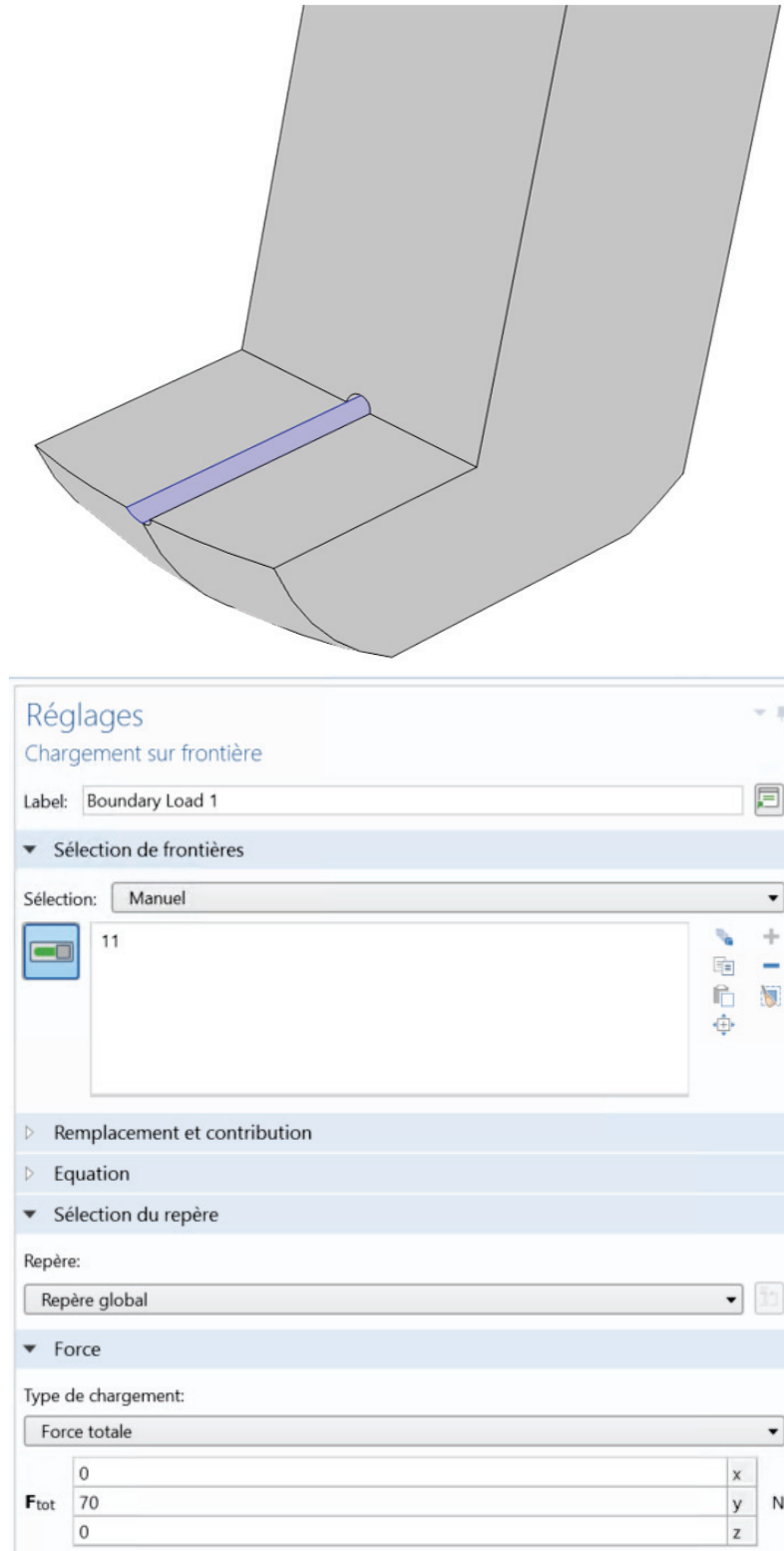


Figure B.4 Emplacement (haut) et paramètres (bas) de la condition frontière imposée

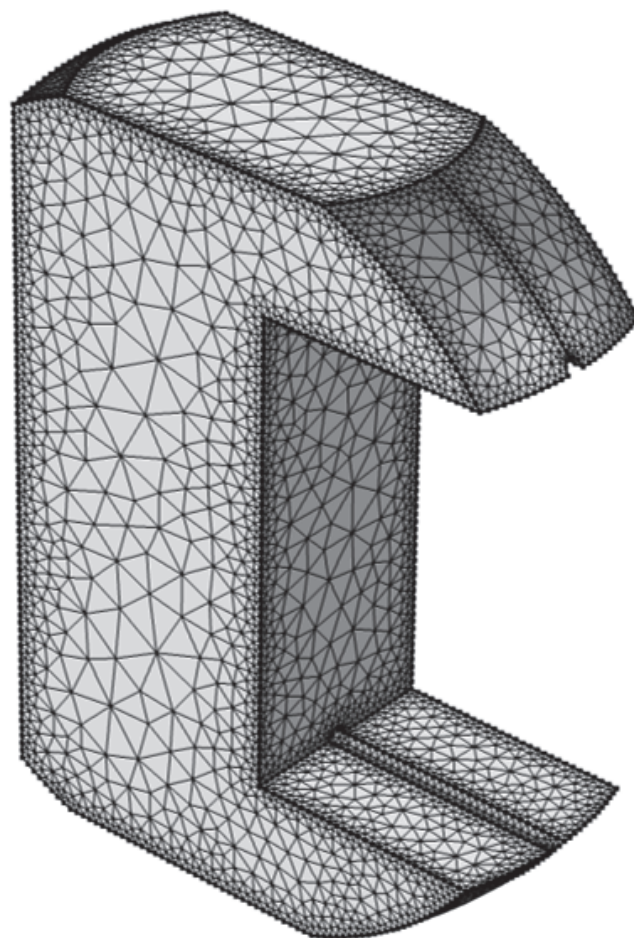


Figure B.5 Maillage utilisé pour l'analyse de résistance

**Réglages**  
**Domaine fréquentiel**  
 = Calculer Mettre à jour la solution

Label:

▼ Réglages de l'étude

Unité de fréquence:

Fréquences:   Hz

Charger les valeurs des paramètres:

Réutilisation de la solution de l'étape précédente:

☐ Inclure la non-linéarité géométrique

▷ Affichage des résultats pendant la résolution

▼ Sélection de la physique et des variables

☐ Modifier la configuration du modèle pour l'étape de l'étude

»	Interface physique	Résoudre pour	Discrétisation
	Frequency domain (solid)	<input checked="" type="checkbox"/>	Réglages des physiques ▼
	Eigenfrequencies (solid2)	<input type="checkbox"/>	Réglages des physiques ▼

▷ Valeurs des variables dépendantes

▼ Sélection du maillage

»	Géométrie	Maillage
	Geometry 1	Maillage 4 ▼

▷ Adaptation et estimateurs d'erreur

▷ Extensions de l'étude

Figure B.6 Paramètres de l'étude dans le domaine fréquentiel



# Annexe C

## Code Matlab pour la corrélation entre les mesure laser et capteur infrarouge

Code permettant de valider que les données du capteur infrarouge et du laser sont cohérentes.

```
1 clear all; close all; clc;
2 %-----
3 NAME = '16,1V_0,75A';
4 AA = readuff([NAME, '.unv']);
5 t=AA{3}.x;
6 dt = t(2)-t(1);
7 V = AA{3}.measData;
8 PULSE = AA{4}.measData;
9
10 %%
11 % Range = round(3*length(PULSE)/2):round(length(PULSE));
12 Range = 0.5e6:1.5e6;
13 V2 = V(Range);
14 PULSE2 = PULSE(Range);
15 t2 = t(Range);
16 Nt = length(t);
17
18 figure
19 % subplot 211
20 % plot(t2,V2)
21 % xlabel('Temps (s)','interpreter','latex')
22 % ylabel('Mesure Laser (m/s)','interpreter','latex')
23 % xlim([2 3.5])
24 subplot 212
25 plot(t2,PULSE2)
26 xlabel('Temps (s)','interpreter','latex')
27 ylabel('Mesure IR (V)','interpreter','latex')
28 xlim([2 3.5])
29
30 %%
31 [B,A] = butter(4,0.1,'low');
32 VIT_FILT = filtfilt(B,A,V2);
33 figure
34 % subplot 211
35 % plot(t2,VIT_FILT)
36 % subplot 211
37 % [pxx,f]=pwelch(V,100000,50000,100000,1/dt);
```

```

38 % plot(f/1000,10*log10(pxx))
39 % xlim([0 100]);
40 % xlabel('Fr\''equence (kHz)','interpreter','latex')
41
42
43 [B,A] = butter(4,0.1,'low');
44 PULSE_FILT = filtfilt(B,A,PULSE);
45 subplot 212
46 [pxx,f]=pwelch(PULSE,7500,5500,7500,1/dt);
47 plot(f/1000,20*log10(pxx))
48 xlim([0 100]);
49 xlabel('Fr\''equence (kHz)','interpreter','latex')
50
51 %%
52 [pxx_PULSE,fP]=pwelch(PULSE,500000,30000,500000,1/dt);
53 [pxx_V, fV] = pwelch(V2,50000,3000,50000,1/dt);
54 figure
55 % subplot 211
56 % plot(fV/1000,10*log10(pxx_V))
57 % xlim([0 100])
58 % xlabel('Fr\''equence (kHz)','interpreter','latex')
59 subplot 222
60 plot(fP,10*log10(pxx_PULSE))
61 xlim([0 100]);
62 xlabel('Fr\''equence','interpreter','latex')
63 subplot 221
64 plot(fP*60,10*log10(pxx_PULSE))
65 xlim([0 5000]);
66 xlabel('RPM','interpreter','latex')
67
68 %%
69 [~,indP] = max(abs(pxx_PULSE(10:200)));
70 [~,indV] = max(abs(pxx_V(2629:4415)));
71 RPM_P = fP(indP+10)*60
72 RPM_V = fV(indV+2629)/350*60

```

# Liste des Références

- [1] T. E. G. ALVAREZ-ARENAS. “Acoustic impedance matching of piezoelectric transducers to the air”. In : *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control* 51.5 (mai 2004), p. 624-633. ISSN : 0885-3010. DOI : 10.1109/TUFFC.2004.1320834.
- [2] Sören ANDERSSON, Anders SÖDERBERG et Stefan BJÖRKLUND. “Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts”. In : *Tribology International* 40.4 (2007). NORDTRIB 2004, p. 580 -587. ISSN : 0301-679X. DOI : <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2005.11.014>. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X05003154>.
- [3] Rafael BALLESTEROS-TAJADURA, Sandra VELARDE-SUÁREZ et Juan Pablo HURTADO-CRUZ. “Noise Prediction of a Centrifugal Fan : Numerical Results and Experimental Validation”. In : *Journal of Fluids Engineering* 130.9 (2008), p. 091102. ISSN : 00982202. DOI : 10.1115/1.2953229. URL : <http://FluidsEngineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1478165> (visité le 17/09/2018).
- [4] Antoine CHAIGNE. *Ondes acoustiques*. Google-Books-ID : pdnzmdm4cnAC. Editions Ecole Polytechnique, 2001. 228 p. ISBN : 978-2-7302-0840-6.
- [5] *Courants de Foucault*. In : *Wikipédia*. Page Version ID : 149105748. 31 mai 2018. URL : [https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Courants\\_de\\_Foucault&oldid=149105748](https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Courants_de_Foucault&oldid=149105748) (visité le 14/09/2018).
- [6] *DLC<sub>P</sub>ROPERTIES*. URL : <https://www.witpress.com/Secure/elibrary/papers/SURF99/SURF99005FU.pdf> (visité le 25/09/2020).
- [7] *Equation for acoustical metric*. URL : <http://www.sengpielaudio.com/> (visité le 27/02/2020).
- [8] *Force de Laplace*. In : *Wikipédia*. Page Version ID : 151050461. 6 août 2018. URL : [https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Force\\_de\\_Laplace&oldid=151050461](https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Force_de_Laplace&oldid=151050461) (visité le 14/09/2018).
- [9] Juan A. GALLEGUO-JUÁREZ et Karl F. GRAFF. *Power Ultrasonics : Applications of High-Intensity Ultrasound*. Google-Books-ID : vpeuAwAAQBAJ. Elsevier, 14 nov. 2014. 1167 p. ISBN : 978-1-78242-036-1.
- [10] T.e. GOMEZ ALVAREZ-ARENAS. “Air-coupled Ultrasonic Transducers”. In : *Ultrasound in Food Processing*. Sous la dir. de r VILLAMIEL et al. John Wiley & Sons, Ltd, 2017, p. 175-228. ISBN : 978-1-118-96415-6. DOI : 10.1002/9781118964156.ch7. URL : <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/9781118964156.ch7/summary> (visité le 07/09/2017).
- [11] Matthew I HALLER et Butrus T KHURI-YAKUB. “A Surface Micromachined Electrostatic Ultrasonic Air Transducer”. In : (), p. 4.
- [12] *IRchip*. URL : <https://www.sparkfun.com/datasheets/Components/SMD/QRE1113.GR.pdf>.

- 
- [13] K. JOHANASTROM et C. Canudas-de WIT. “Revisiting the LuGre friction model”. In : *IEEE Control Systems* 28.6 (déc. 2008), p. 101-114. ISSN : 1066-033X. DOI : 10.1109/MCS.2008.929425.
  - [14] Lawrence E. KINSLER et al. *Fundamentals of Acoustics, 4th Edition*. 1<sup>er</sup> déc. 1999. 560 p. URL : <http://adsabs.harvard.edu/abs/1999fuac.book.....K> (visité le 28/05/2018).
  - [15] *Les différents principes de fonctionnement des haut-parleurs - 8e partie*. Audiofanzine. 6 oct. 2016. URL : <https://fr.audiofanzine.com/haut-parleur/editorial/dossiers/le-haut-parleur-a-plasma-et-le-haut-parleur-ionique.html> (visité le 08/08/2018).
  - [16] *maxon motor - Online Shop*. URL : [https://www.maxonmotorusa.com/maxon/view/category/motor?etcc\\_cu=onsite&etcc\\_med\\_onsite=Product&etcc\\_cmp\\_onsite=EC+flat+Program&etcc\\_plc=Overview-Page-brushless-DC-Motors&etcc\\_var=%5bus%5d%23en%23\\_d\\_&target=filter&filterCategory=ecflat](https://www.maxonmotorusa.com/maxon/view/category/motor?etcc_cu=onsite&etcc_med_onsite=Product&etcc_cmp_onsite=EC+flat+Program&etcc_plc=Overview-Page-brushless-DC-Motors&etcc_var=%5bus%5d%23en%23_d_&target=filter&filterCategory=ecflat) (visité le 08/09/2018).
  - [17] *maxon motor - Online Shop*. URL : <https://www.maxongroup.com/maxon/view/product/370354> (visité le 09/08/2020).
  - [18] *mechanisme rotation to translation*. URL : <http://www.mechanisms.co/convertng-continuous-rotation-into-linear-motion/>.
  - [19] *membraNEPiezo*. URL : <https://www.google.com/imgres?imgurl=x-raw-image%3A%2F%2Fbae036da8861c9c12f8144d6b4b944e29c05e8333a9a74f572baaa8a33a690b5&imgrefurl=https%3A%2F%2Fwww.mdpi.com%2F1424-8220%2F18%2F1%2F270%2Fpdf&tbid=wclhiNo24LqbzM&vet=12ahUKEwi769jKpt3rAhXH0d8KHbhUAekQMygDegUIARCVAQ.i&docid=bgl7bgh1U2vPcM&w=943&h=769&q=Ultrasonic%20transducer%2040kHz%20scheme%20air%20range%20membrane&hl=fr&safe=off&ved=2ahUKEwi769jKpt3rAhXH0d8KHbhUAekQMygDegUIARCVAQ>.
  - [20] E. MORENO et al. “Design and Construction of a Bolt-Clamped Langevin Transducer”. In : *2005 2nd International Conference on Electrical and Electronics Engineering*. 2005 2nd International Conference on Electrical and Electronics Engineering. Mexico City, Mexico : IEEE, 2005, p. 393-395. ISBN : 978-0-7803-9230-4. DOI : 10.1109/ICEEE.2005.1529652. URL : <http://ieeexplore.ieee.org/document/1529652/> (visité le 19/09/2018).
  - [21] P. MURALT et al. “Piezoelectric micromachined ultrasonic transducers based on PZT thin films”. In : *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control* 52.12 (déc. 2005), p. 2276-2288. ISSN : 0885-3010. DOI : 10.1109/TUFFC.2005.1563270.
  - [22] *NDTCalc.com - Ultrasonic near zone calculator*. URL : <http://www.ndtcalc.com/utnearzone.html> (visité le 14/09/2018).
  - [23] Robert L. NORTON. “Cam Design and Manufacturing Handbook”. In : *Journal of Mechanical Design* 126.2 (2004), p. 375. ISSN : 10500472. DOI : 10.1115/1.1723467. URL : <http://MechanicalDesign.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1448119> (visité le 31/05/2018).
  - [24] Robert L. NORTON. “Cam Design and Manufacturing Handbook”. In : *Journal of Mechanical Design* 126.2 (2004), p. 375. ISSN : 10500472. DOI : 10.1115/1.1723467. URL : <http://MechanicalDesign.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1448119> (visité le 17/05/2018).
-

- [25] *ONYX*. URL : [https://static.markforged.com/markforged\\_composites\\_datasheet.pdf](https://static.markforged.com/markforged_composites_datasheet.pdf).
  - [26] *pianoWire*. URL : <https://www.mcmaster.com/piano-wire/> (visité le 09/08/2020).
  - [27] Luis PIZARRO et al. “Airborne ultrasonic electrostatic transducers with conductive grooved backplates : tailoring their centre frequency, sensitivity and bandwidth”. In : *Ultrasonics* 37.7 (1<sup>er</sup> nov. 1999), p. 493-503. ISSN : 0041-624X. DOI : 10.1016/S0041-624X(99)00033-5. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0041624X99000335> (visité le 10/04/2018).
  - [28] Nicolas QUAEGEBEUR. “Vibrations non linéaires et rayonnement acoustiques de structures minces de type haut-parleur.” Thèse de doct. Ecole Polytechnique X, 25 oct. 2007. URL : <https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00003052/document> (visité le 10/01/2018).
  - [29] *Sensitivity of source*. URL : [http://www.sengpielaudio.com/calculator\\_efficiency.htm](http://www.sengpielaudio.com/calculator_efficiency.htm).
  - [30] Jonathan L. THURBER et al. “Sonic piston”. Brev. amér. 20080232636 A1. Llc SONIC DYNAMICS. U.S. Classification 181/148, 181/161 ; International Classification G10K13/00, H05K5/00 ; Cooperative Classification H04R9/06 ; European Classification H04R9/06. 25 sept. 2008. URL : <http://www.google.sr/patents/US20080232636> (visité le 20/12/2017).
  - [31] *Ultrason*. In : *Wikipédia*. Page Version ID : 150897313. 1<sup>er</sup> août 2018. URL : <https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Ultrason&oldid=150897313> (visité le 16/08/2018).
  - [32] A G WILSON. “A Method for Deriving Tone Noise Information from CFD Calculations on the Aeroengine Fan Stage”. In : (), p. 18.
  - [33] *Équations de Navier-Stokes*. In : *Wikipédia*. Page Version ID : 151858858. 2 sept. 2018. URL : [https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=%C3%89quations\\_de\\_Navier-Stokes&oldid=151858858](https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=%C3%89quations_de_Navier-Stokes&oldid=151858858) (visité le 16/09/2018).
-

